



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사 학위논문

및 해수온도차를 이용한 ORC

발전시스템에 의한 선박 열효율 향상에 관한 연구

A Study on the Ship's Thermal Efficiency Improvement by the
ORC Power Generation System by Temperature Difference between
Exhaust Heat and Sea Water



지도교수 오 철


2012 년 8 월


한국해양대학교 대학원


기관시스템공학과

송 영 욱


本 論 文 을 宋 永 旭 의 工 學 博 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함

위원장 공학박사 이 영 호 

위 원 공학박사 김 경 근 

위 원 공학박사 윤 석 훈 

위 원 공학박사 김 경 석 

위 원 공학박사 오 철 

2012년 6월 25일

한국해양대학교 대학원

차

| | |
|--------------------------------|-----------|
| Abstract | vi |
| Nomenclature | ix |
| 제 1 장 서 론 | 1 |
| 1.1 연구배경 | 1 |
| 1.1.1 지구 온실 가스 배출현황 | 1 |
| 1.1.2 선박기인 온실가스 배출현황 | 5 |
| 1.2 종래의 연구 | 12 |
| 제 2 장 온도차 발전이론 | 23 |
| 2.1 해양온도차 발전(OTEC) 이론 | 23 |
| 2.1.1 개념 및 유래 | 23 |
| 2.1.2 OTEC 시스템의 사이클 및 구성 | 29 |
| 2.2 유기 랭킨 사이클(ORC) | 33 |
| 2.2.1 기본원리 | 33 |
| 2.2.2 시스템의 특성 | 39 |
| 2.2.3 배기가스 폐열회수와 저온부식 | 41 |
| 제 3 장 선박 열원의 열 해석 | 44 |
| 3.1 시스템 해석 조건 | 44 |
| 3.2 시뮬레이션 프로그램의 검증 | 48 |
| 3.3 선박의 열원 | 55 |

| | |
|--|-----------|
| 3.4 운항선 엔진의 열수지 분석 | 59 |
| 3.5 선박 엔진의 배기가스 | 62 |
| 3.6 선박 엔진의 배기가스 열 해석 | 66 |
| 3.7 선박의 냉각 시스템 | 70 |
| 3.8 선박의 냉각 시스템 열 해석 | 73 |
| 제 4 장 선박에서의 ORC 발전 시스템 | 80 |
| 4.1 사이클의 개요 및 시스템 구성 | 80 |
| 4.1.1 배기가스 ORC 발전 시스템 구성 | 81 |
| 4.1.2 냉각시스템 ORC 발전 시스템 구성 | 83 |
| 4.2 작동유체(냉매)의 종류 및 선정 | 86 |
| 제 5 장 선박 ORC 발전 시스템의 사이클 해석 | 97 |
| 5.1 배기가스 ORC 발전 시스템 사이클 해석 | 97 |
| 5.1.1 가열기(Heater) | 98 |
| 5.1.2 터빈(Turbine) | 101 |
| 5.1.3 응축기(Condenser) | 104 |
| 5.1.4 펌프(Pump) | 105 |
| 5.1.5 프로세스 해석 결과 | 107 |
| 5.1.6 작동유체에 따른 시스템 해석 결과 | 110 |
| 5.2 냉각시스템 ORC 발전 시스템 해석 | 120 |
| 5.2.1 가열기(Heater) | 121 |
| 5.2.2 터빈(Turbine) | 122 |
| 5.2.3 응축기(Condenser) | 124 |

| | |
|---------------------------------|-----|
| 5.2.4 펌프(Pump) | 126 |
| 5.2.5 프로세스 해석 결과 | 127 |
| 5.2.6 작동유체에 따른 시스템 열해석 결과 | 129 |
| 5.3 선박 ORC 발전 시스템의 최적화 | 140 |
| 5.3.1 예열기(Preheater) | 142 |
| 5.3.2 재열기(Reheater) | 143 |
| 5.3.3 가열기(Heater) | 144 |
| 5.3.4 터빈(Turbine) | 145 |
| 5.3.5 응축기(Condenser) | 147 |
| 5.3.6 펌프(Pump) | 149 |
| 5.3.7 프로세스 해석 결과 | 150 |
| 5.4 다이내믹 시뮬레이션 검증 | 155 |
| 제 6 장 결 론 | 164 |
| 참고문헌 | 166 |

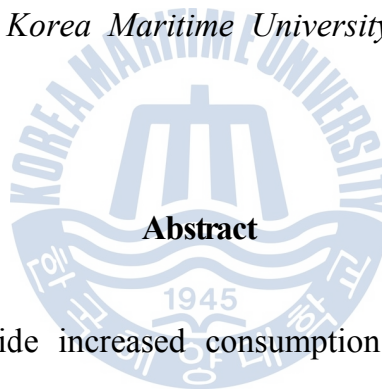
A Study on the Ship's Thermal Efficiency Improvement by the ORC Power Generating System by Temperature Difference between Exhaust Heat and Sea Water

Song Young-uk

Department of Marine Engineering System

Graduate school of

Korea Maritime University



Abstract

As a result of the worldwide increased consumption of fossil fuel energy, global warming is currently greatest challenges to human. Greenhouse Gas(GHG) emissions from ocean-going shipping are currently main issue in the international maritime society. As a matter of fact, the International Maritime Organization (IMO) is studying the GHG emission reduction system including mandatory fuel-efficiency indices and voluntary guidelines on efficient operation.

In this study, for the purpose of reduction of CO₂ gas emission and to increase recovery of waste heat from ships, the ORC(Organic Rankine Cycle) is investigated and offered for the conversion of temperature heat to electricity from waste heat energy from ships. Simulation was performed with waste heat from the exhaust gas which is relatively high temperature and cooling sea water which is relatively low

temperature from ships. The result shows that 1,000kW power generation is available from exhaust gases and 600kW power generation is available from sea water cooling system. Different variable fluid is used for simulation of the ORC system with variable temperature and flow condition and efficiency of system and output power is compared.

As a result of the waste gas ORC power generating system, efficiency of TFEA is highest with heat source of high temperature above 140°C and efficiency of SES36 was high from 110°C to 140°C. Also, The mass flow rate of TFEA is lowest and obtained 1,897kW maximum output power at 170°C.

As a result of the sea water cooling ORC power generating system, efficiency of the working fluid with R717 is highest as a 2.86% and the next working fluid is R152a, R134a, R143a and R125a. The system with working fluid R717 is obtained 289,869kg/h of Mass flow rate among the various working fluid.

On the sea water cooling ORC power generating system, output of net power is below 0 under system temperature 42°C because cooling water pump driving power is increased by consumption of cooling water on the condenser. To overcome this problem, scoop cooling piping system will be one of alternative solution to get cooling water from a ship because cooling water can obtained by ship's propulsion power.

To optimize ship's waste heat ORC generating system, it is suggested that system utilize of cooling water waste heat and exhaust gas waste heat in one ORC system with re-heater. Cooling water waste heat was used for a heating medium of pre-heater and exhaust gas waste heat was used for a heating medium of heater. To increase efficiency of system the pre-heated working fluid is re-heated by re-heater installed between turbine and condenser. The system with TFEA as a working fluid obtained output of 2,400kW at the turbine.

In many ways, ORC(Organic Rankine Cycle) is a promising method for the

conversion of low temperature heat to electricity. Different and new fluid can be used in the cycle for the re-utilization of waste heat.

A study and operation result on the ship's cooling water ORC generating system will contribute to development and practical use of OTEC(Ocean Thermal Energy Conversion) system since it's similarly principle with working temperature and pressure.



Nomenclature

Alphabet

| | |
|------------|---|
| A | : Surface area available for heat transfer |
| C_i | : Concentration of j in the inlet stream |
| C_{jo} | : Concentration of j in the outlet stream |
| C_p | : 정압비열 |
| C_v | : 정적비열 |
| F | : Flow rate |
| F_i | : flow rate of the feed entering the bank |
| F_o | : flow rate of the product exiting the tank |
| H or | : Enthalpy |
| H^G | : 온도 T 에서 계산된 이상기체의 엔탈피 |
| H | : Head |
| j | : component |
| k_1 | : Characteristic pure component parameter |
| M | : Fluid mass flow rate |
| n | : Volume exponent |
| P | : Pressure |
| $P1$ | : Power Pump1 |
| $P2$ | : Power Pump2 |
| Q_{leak} | : Heat leak |
| Q_{loss} | : Heat loss |
| Q_{in} | : 입력 열량 |

| | |
|------------|---|
| u | : 배출 열량 |
| R | : 기체 상수 |
| R_j | : reaction of rate of the generation of component j |
| | : Entropy |
| S^G | : 온도 T에서 계산된 이상기체의 엔트로피 |
| SC | : Flow of R134a in the sample plant |
| ST | : Temperature in the sample plant |
| SP | : Pressure in the sample plant |
| \$ | : US Dollar |
| T | : Temperature(Absolute or Celsius) |
| T_w | : Warm water temperature |
| T_c | : Cold water temperature |
| T_{hp} | : Hot pinch Temperature |
| T_{cp} | : Cold Pinch Temperature |
| ΔT | : Temperature difference |
| U | : Overall heat transfer coefficient |
| u | : Internal energy (energy per unit mass) |
| V | : Volume |
| W_{out} | : 터빈 출력 |
| W_{in} | : 펌프 일량 |
| W_{net} | : 순수 일량 |

Greek

| | |
|----------|---|
| | : 효율(터빈 or 펌프) |
| η_h | : 시스템 효율 |
| ρ | : Density |
| ρ_i | : density of the feed entering the bank |
| ρ_o | : density of the feed entering the bank |
| ϕ | : potential energy (energy per unit mass) |
| w_i | : Acentric factor |

Abbreviation

| | |
|---------|---|
| ASPHRAE | : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Con. Engineers |
| Aux. | : Auxiliary |
| CF | : Correction factor |
| Crit | : Critical |
| C.W. | : Cooling Water |
| dP | : Pressure difference |
| DWT | : Deadweight tonnage |
| EEDI | : Energy Efficiency Design Index for new ships |
| EEOI | : Energy Efficiency Operational Indicator |
| EOS | : Equation Of State |
| EXH | : Exhaust |
| GHG | : GreenHouse Gas |

| | |
|-------------------|---|
| GT | : Gross tonnage |
| IMO | : International Maritime Organization |
| IPPC | : Intergovernmental Panel on Climate Change |
| ICOSADS | : International Comprehensive Ocean-Atmosphere Data Set |
| liq. | : Liquid |
| LT | : Low Temperature |
| LMTD | : Log Mean Temperature Difference |
| mass | : Mass |
| mol | : Molar |
| MF | : Molecular Formula |
| Min.A | : Minumum Approach |
| MW | : Molecular weight of the gas |
| n | : Net |
| NCR | : Normal Continuous Rating |
| NBP | : Normal Boiling Point |
| OTEC | : Ocean Thermal Energy Conversion |
| ORC | : Organic Rankine Cycle |
| P/P | : Pump |
| PRSV | : Peng-Rovinson Stryiek-Vera |
| Pt | : Point |
| PW | : Pump power |
| PWR | : Power |
| PWR _n | : Net Power |
| PWR _{tb} | : Turbine Power |
| SERS | : Special Report on Emission Scenarios |

| | |
|-------|--|
| SES36 | : Solkatherm SES36, Mixture of R365mfc and Galden HT55 |
| SMCR | : Specified Maximum Continuous Rating |
| STD | : Standard |
| TFEA | : Trifluoroethanol |
| TES | : Thermo Efficiency System |
| Temp. | : Temperature |
| tb | : Turbine |
| vol | : Volume |
| V.F. | : Vapour Fraction |
| WHRS | : Waste Heat Recovery System |



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

1.1.1 지구 온실 가스 배출현황

현재 인류는 급격한 산업화에 따른 석유자원의 고갈과 심각한 환경 오염문제에 당면 하고 있다. 이러한 한정된 화석연료의 고갈 가능성으로 인한 에너지 위기 및 지구 환경에 대한 문제점으로 인해 기존 에너지 자원을 대체할 수 있는 친환경적인 대체 에너지원의 개발과 신재생 에너지에 대한 관심이 날로 증대 되고 있다.[1][2]

국제 사회는 이러한 에너지 문제와 지구온난화에 대처하기 위한 목적으로 기후 변화 협약 등을 통해 온실 가스(GHG : Green House Gas) 감축을 위한 실천적 규범을 발표 하였으나, 전 세계의 에너지 소비는 향후 지속적인 경제 발전을 추진하기 위해서는 계속 증가할 것으로 전망되고 있다.[3]

전 세계의 온실가스 배출은 산업혁명 이후 계속증가 하고 있으며 특히, 1945년 이후 가파른 상승을 하고 있다. 지난 200년 동안 인류의 화석 연료의 소비와 무분별한 자원 개발로 인하여 약 2.3조톤 이상의 이산화탄소(CO₂)가 대기 중으로 배출되었다.[4]

Fig. 1.1에서는 1900년부터 2004년까지 화석연료로부터 배출된 CO₂를 나타내고 있다. 이 배출량 중에서 절반인 50%가 1974년부터 2004년까지 30년 동안에 방출 되었고, 2000년도 후반에는 CO₂ 대기배출량이 급격히 증가하여 오직 화석연료의 연소로부터 발생하는 연간 CO₂ 배출량이 280

억 톤 이상이 되었다. 기후 변화에 대한 가장 큰 도전중의 하나는 온실가스(GHG)의 배출이 운송, 농업, 난방 등 모든 거의 모든 주요 사회기능으로부터 기인한다는 것이다.

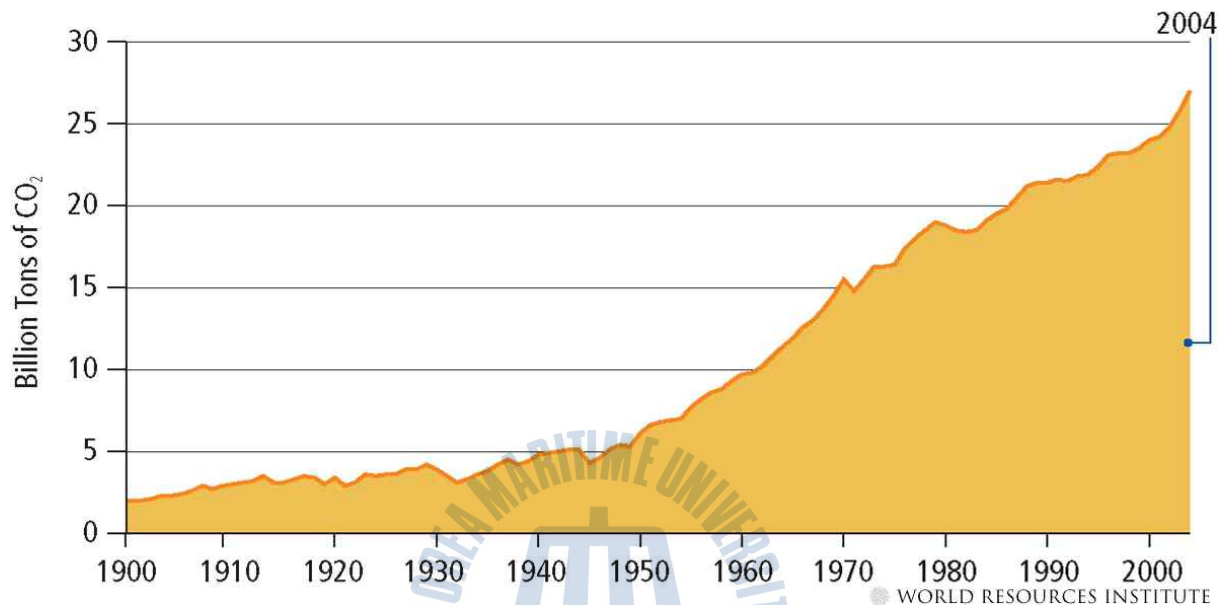


Fig. 1.1 Global Emissions of CO₂ from Fossil Fuel

Fig. 1.2는 온실가스의 원인이 되는 광범위한 데이터로부터 GHG Flow Chart를 보면 주고 있다. 왼쪽의 분야별 수치를 보면 전 세계의 온실가스 배출 요인 중 약 60%가 석탄, 석유, 가스등의 생산과 연소로부터 발생하는 에너지 관련 배출 요인임을 알 수 있다.

분야 별 요인을 보면 전 세계 온실가스 배출에 가장 큰 원인은 발전과 난방분야가 24.6%, 토지개발(Land-Use) 변화와 삼림 분야가 18.2%, 운송 분야가 13.5%이고 농업분야가 13.5%이다.

Fig. 1.2에서 중간 부분은 최종 용도별 분야를 보여주고 있는데, 가장 많은 배출은 도로 교통이 9.9%, 주거용 건물이 9.9%, 정유 및 가스 생산

이 6.3%, 농업용 토양이 6.0%, 상업용 건물 5.4%, 화학 및 석유화학 이 4.8%이다. 이들 대부분의 배출은 화석연료 연소나 공장 프로세스에서의 배출 등의 직접적인 배출뿐만 아니라 전기소비와 같은 간접적인 배출을 포함하고 있다.

Fig. 1.2에서 오른쪽 부분은 주요 온실가스를 보여주고 있다. 이산화탄소(CO_2)가 77%로 전체에서 가장 많은 부분을 차지하고 있고, 다음으로 메탄(CH_4)이 14%를 차지하고 있으며 아산화질소(N_2O)가 8%를 차지하고 있다. CO_2 배출은 에너지와 토지개발의 대부분의 활동들로부터 기인되었으며, 광산, 정유/정제 공정 등으로부터 다량의 CH_4 가 배출되고 있으며, 다른 한편으로는 농업 및 폐기물 등으로부터 CH_4 와 N_2O 가 배출되고 있는 것을 있다. 그리고 온실가스의 약 1%정도가 HFC계열의 냉매 등인 불화 가스임을 알 수 있다.[5]



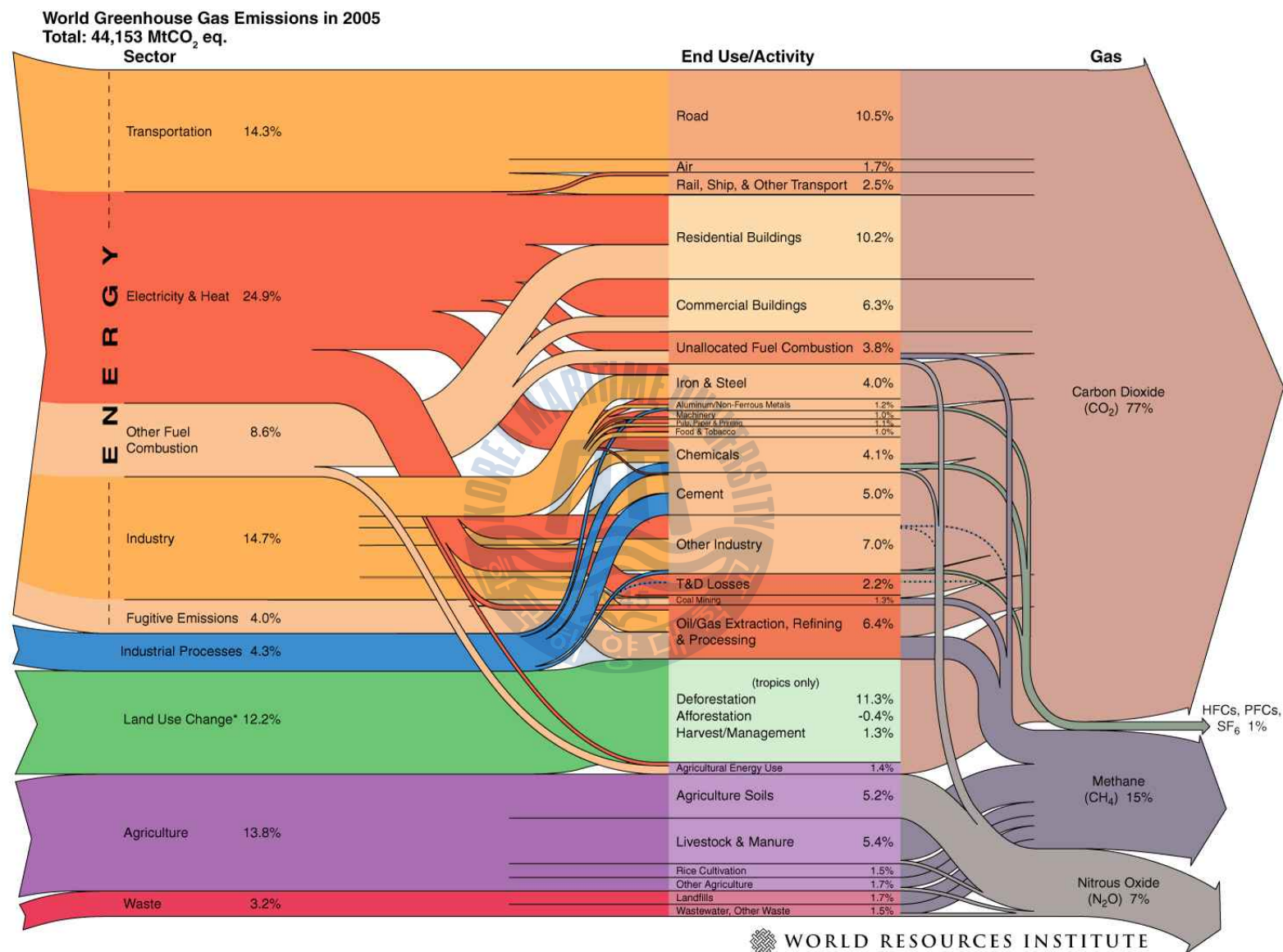


Fig. 1.2 GHG Flow Diagram, Global Greenhouse emission

1.1.2 선박기인 온실가스 배출현황

국제사회에서 온실가스 배출규제에 관한 문제는 역사적인 온실가스 배출의 책임론을 기반으로 선진국에 국한되는 감축의무를 부여하는 합의를 통해 지난 1992년 기후변화에 관한 기본협약(UN Framework Convention on Climate Change)이 체결되었으며, 그로부터 5년 후 일본 교토에서 구체적인 감축량과 이행 메커니즘을 규정하고 교토의정서(Kyoto Protocol to UN Framework Convention on Climate Change)가 체결됨으로써 기후변화에 대한 국제 환경법의 서막이 열리게 되었다. 교토의정서는 한시적으로 선진국으로 분류된 부속서 I 국가들에게 2012년까지의 감축의무를 규정하고 있으며, 영해를 항해하는 국제항해 선박에 사용하는 연료유에 관한 온실가스 규제는 그 특성을 고려하여 국제 해사 기구(IMO: International Maritime Organization)가 규제하도록 위임하고 있다.

선박에 있어서의 온실가스 배출규제는 2003년도 국제해사기구의 23회 총회를 통하여 「선박에서 발생하는 GHG 저감에 관한 IMO 정책 및 실행」이 채택되면서 논의가 본격적으로 시작되었고, 국제해사기구의 해양환경보호위원회에서 CO₂ 배출량 감축의 지구적 노력에 동참하기 위해 최근 선박에서 대기로 방출하는 CO₂의 양을 지수화 하여 선박을 설계·건조시부터 각 선박 당 CO₂의 배출 값을 산정하고 운항시에도 CO₂배출을 개량하고 이를 감축하는 방안을 모색하도록 유도하는 조치 및 논의가 활발히 진행 중이다.

그 대표적인 예로서 신조선 설계·건조시에 적용하는 에너지효율지수

(EEDI : Energy Efficiency Design Index for new ships)와 현재 또는 건조 후 항행 시에 운항선에 적용되는 에너지 효율지표(EEOI : Energy Efficiency Operational Indicator)등이 발효 예정에 있다.

선박으로부터 배출되는 총 배기가스량은 국제 운항선 및 국내 운항선의 총 연료 소비량을 기준으로 하여 추정될 수 있다.

Fig. 1.3에서 보면 전 세계 총 CO₂ 배출량 대비 선박으로부터 기인하는 CO₂ 배출량은 국제 운항선 으로부터 약 2.7%, 국내운항선 으로부터 약 0.6%가 배출되어 총 3.3%의 CO₂가 배출됨을 알 수 있다.

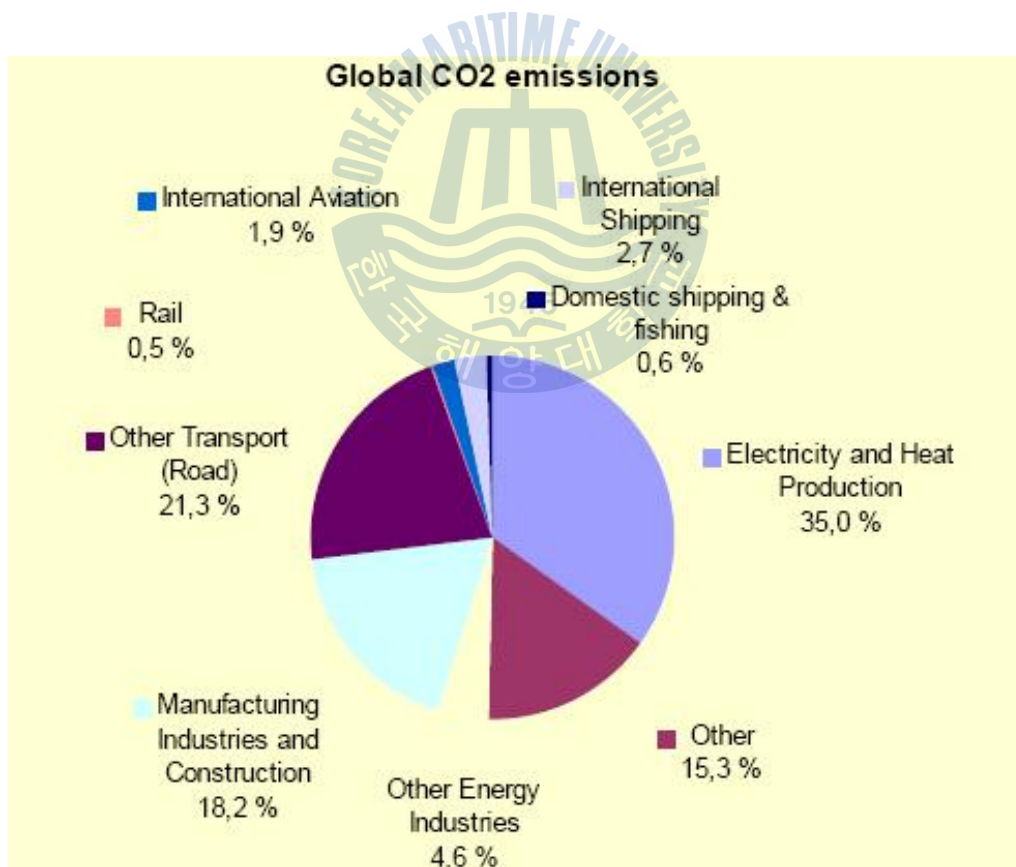


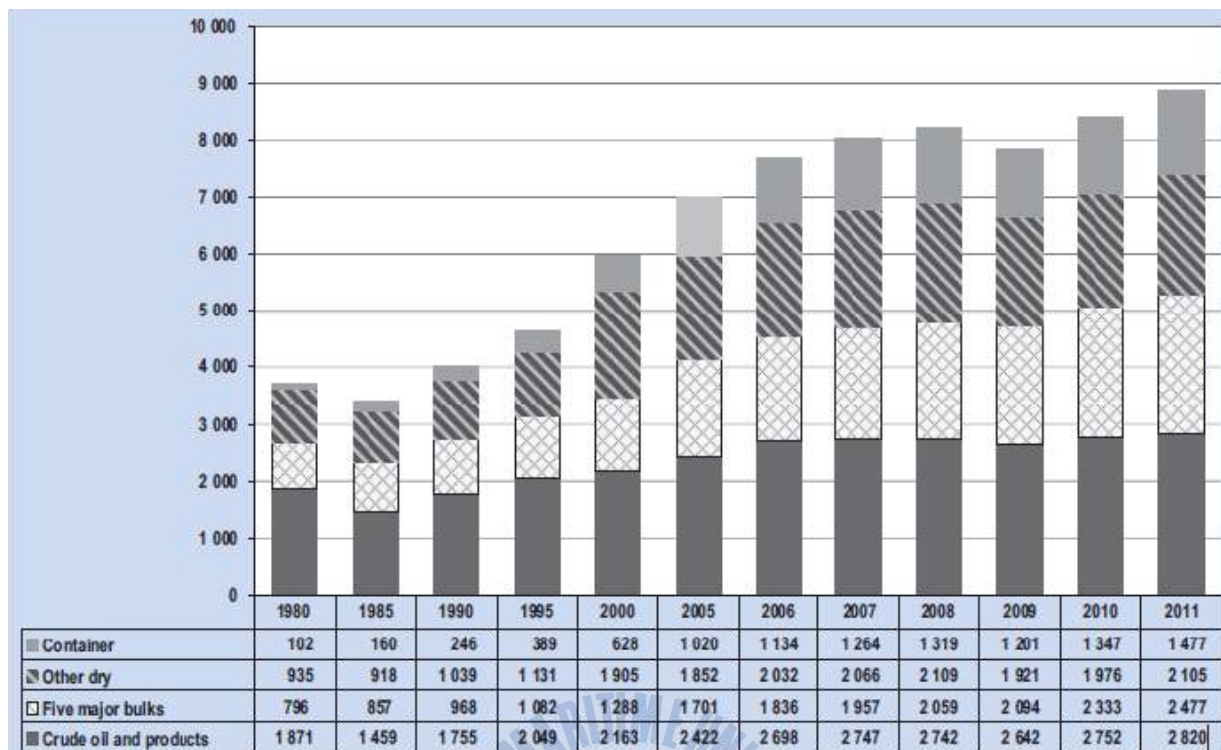
Fig. 1.3 Emission of CO₂ from shipping compared with global total emission

Fig. 1.4에서 보면 2011년을 기준으로 전 세계를 운항하는 화물선은 55,138척이고 톤수로 보면 991,173,697 GT(Gross ton), 1,483,121,493 DWT (Deadweight)이고 평균선령은 19년이다.

해상 물동량은 세계 경제와 함께 성장하였다. Fig. 1.5에서 1986년부터 2006년까지의 20년 동안에 연간 평균 톤-마일 당 성장률을 확인할 수 있고, Fig. 1.6에서는 전체 해상 물동량을 십억 톤-마일단위로 나타내었다. Fig. 1.7에서는 1960년부터 2007년까지 전 세계에서 100GT이상의 선박을 수를 기준으로 성장률을 확인할 수 있다.

선박 운송량의 증가는 GHG 배출 증가로 이어진다는 것은 두말 할 나위도 없다. 선박의 물동량을 2010을 100으로 보고 40년 후에 CO₂배출량의 장래예측을 살펴보면, 현재 국제 해상 물동량을 년 3.0%의 지속적인 증가세로 가정할 경우, 40년 후인 2050년에는 $100 \times 1.03^{40} = 326$ 으로 물동량이 2010년에 비하여 3.26배가 증가 한다는 계산이 나온다. 동시에 에너지 효율 개선하지 않는다면 CO₂의 배출량도 3.26배로 증가하게 된다는 의미이다.

2013년부터 적용되는 포스트 교토의정서에 「CO₂ 총배출량을 기준년도를 바탕으로 2050년에 반으로 감축」하는 가칭 포스트 교토의정서가 선박운항의 경우에 적용된다고 가정하면, 톤마일(ton·nmile)당 $50\% / 3.26 = 15.3\%$ 로 약85%의 CO₂ 배출감소라고 하는 매우 부담되는 수치가 나온다. 국제 해상 운송량의 증가에 따라 선박에서 기인되는 CO₂의 배출량의 규제는 외항선에 있어서 아주 중요한 도전과 동시에 기회임에 틀림없다.[6]



Source: *Review of Maritime Transport*, various issues. For 2006–2010, the breakdown by dry cargo type is based on Clarkson Research Services, *Shipping Review and Outlook*, various issues. Data for 2011 are based on a forecast by Clarkson Research in *Shipping Review and Outlook*, Spring 2011.

Fig. 1.4 Development of world fleet by millions of DWT.

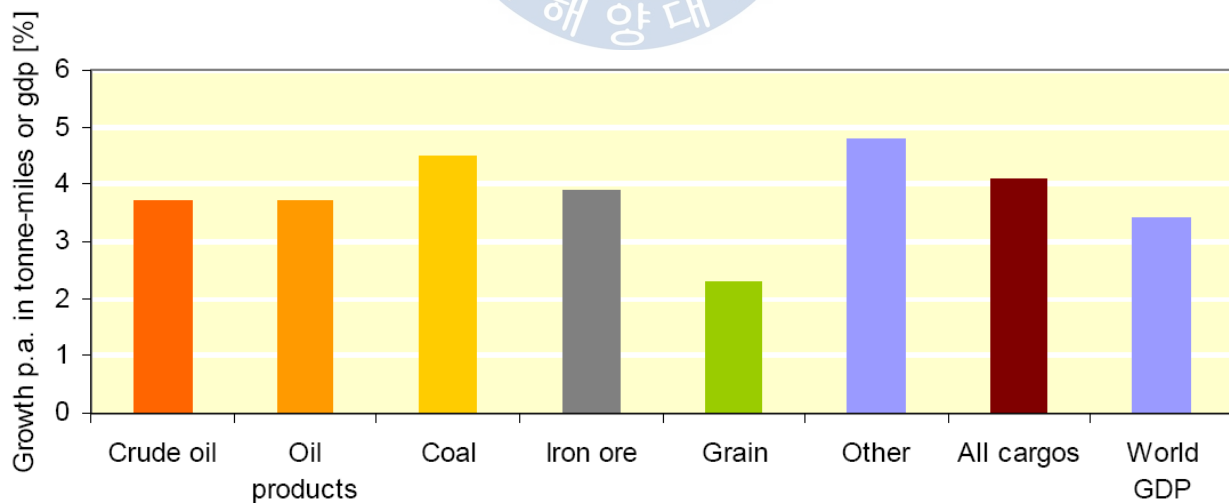


Fig. 1.5 Average annual growth in world sea borne transport and world GDP between 1986 and 2006(Fearnresearch)

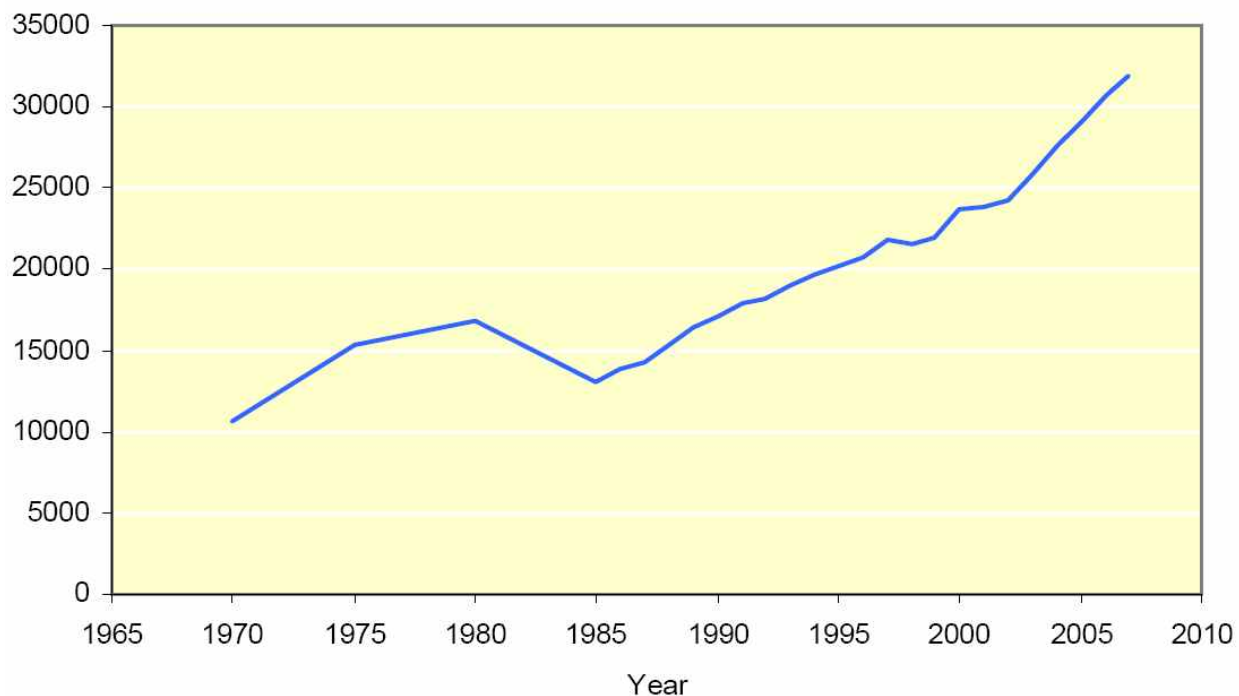


Fig. 1.6 Seaborne trade 1970-2007 in billion tone-miles (Fearnresearch)

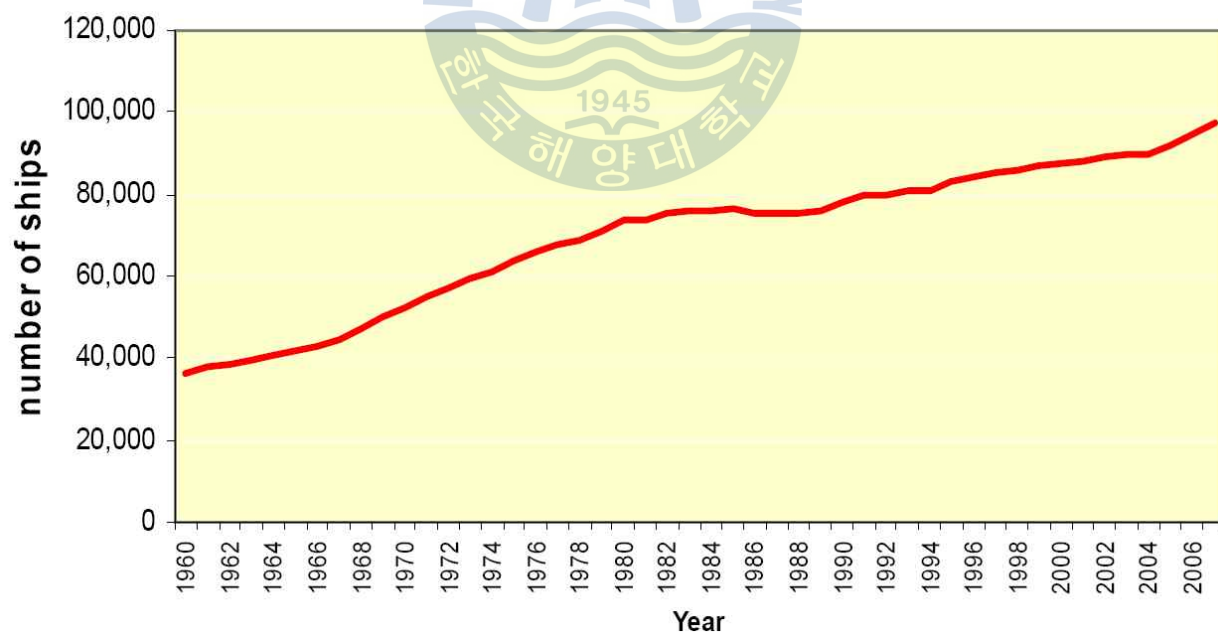


Fig. 1.7 Fleet growth in numbers of ships from 1960 to 2007 (Lloyd's Register-Fairplay)

IMO에서는 전 세계적으로 운항하는 선박으로부터 발생하는 CO₂ 배출 전망치를 IPPC(Intergovernmental Panel on Climate Change)에서 발간한 SERS(Special Report on Emission Scenarios)를 기준으로해서 발표 하였다.

이 시나리오는 Fig. 1.8에서 보는바와 같이 2007년부터 2050년까지 작성 되었으며, 주요모델은 IPPC SERS의 기준을 따라 A1F1, A1B, A1T, A2, B1 그리고 B2로 하였다. 이들 시나리오는 전 세계의 인구, 경제, 토지이용과 농업을 기준으로 하여 작성되었고 이 시나리오는 세계화와 지역화, 환경지수와 경제지수의 주요 경향이 반영되었다. 연간 CO₂ 배출량의 증가량은 1.9~2.7%를 기준 시나리오로 잡았고, 5.2%와 -0.8%를 시나리오의 한계치로 기준으로 작성되었다. 배출량의 증가는 해상 물동량의 성장에 따라 증가 되었다. 시나리오에서 2050년에 CO₂ 배출량의 최저 배출은 2007의 배출량에 비교되었다.[7]

앞에서 본 바와 같이 산업발전에 따른 지구 온난화의 영향은 인류의 미래에 심각한 문제를 초래할 수 있으며, 해상에서의 물동량 증가로 인한 선박기인 온실가스의 배출은 앞으로도 계속 증가할 것이 예상되어지므로 지구 온난화에 상당한 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

따라서 본 논문에서는 선박으로부터 기인하는 온실가스 배출을 최소화 하기 위한 노력의 일환으로 선박에서 배출되는 열에너지 회수율을 극대화 시킬 수 있는 방안들을 조사하고 배출되는 열에너지를 이용하여 부가적인 발전장치를 구동함으로써 선박의 에너지 효율을 높이고 온실가스 배출을 최소화할 수 있는 내용을 연구 과제로 다루고자 한다.

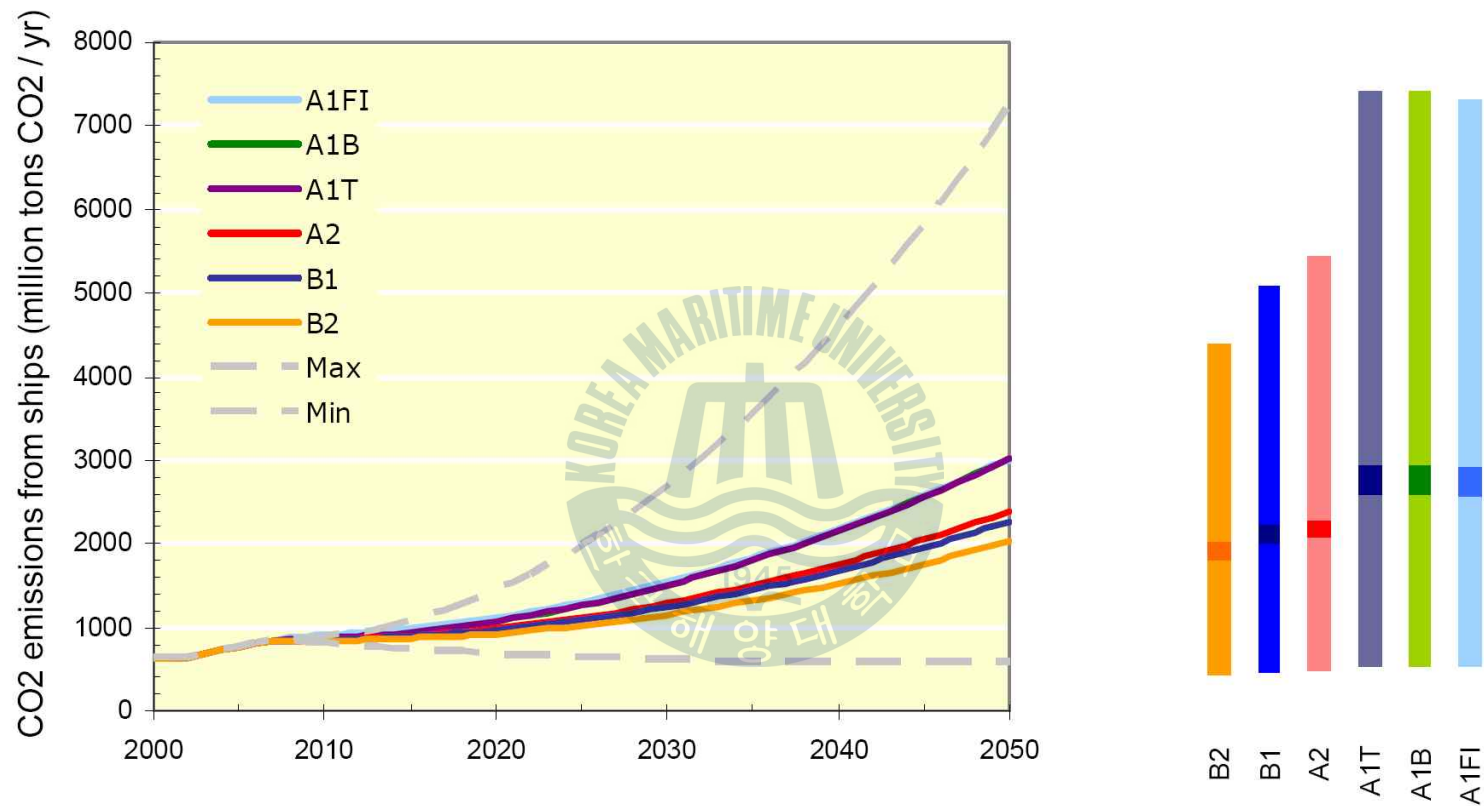


Fig. 1.8 Trajectories of the emissions from international shipping

1.2 종래의 연구

선박의 메인 엔진에 들어가는 연료 에너지는 최종적으로 선박의 추진력을 얻기 위하여 사용되어지는데, 소비되는 에너지를 분석하여 보면 쉽게 재활용 가능한 열에너지를 찾을 수 있다. Fig. 1.9는 파고 3~4m의 된바람 (Strong breeze) 해상 상태에서(Beaufort 6) 약 15노트로 운항하는 건전한 소형 화물선을 기준으로 연료 에너지로부터 선박의 메인엔진으로 소비되어 지는 열 수치 도표를 보여 준다.

Fig. 1.9에서 가장 밑단의 Bar는 연료로부터 엔진으로 들어가는 에너지 비율을 나타내고 있다. 여기에서, 약 43%의 연료 에너지가 축(Shaft)을 구동하는데 사용되는데 반하여 27%가 배기가스로 배출되어지고, 30%가 열손실로 소비되고 있다.[8]

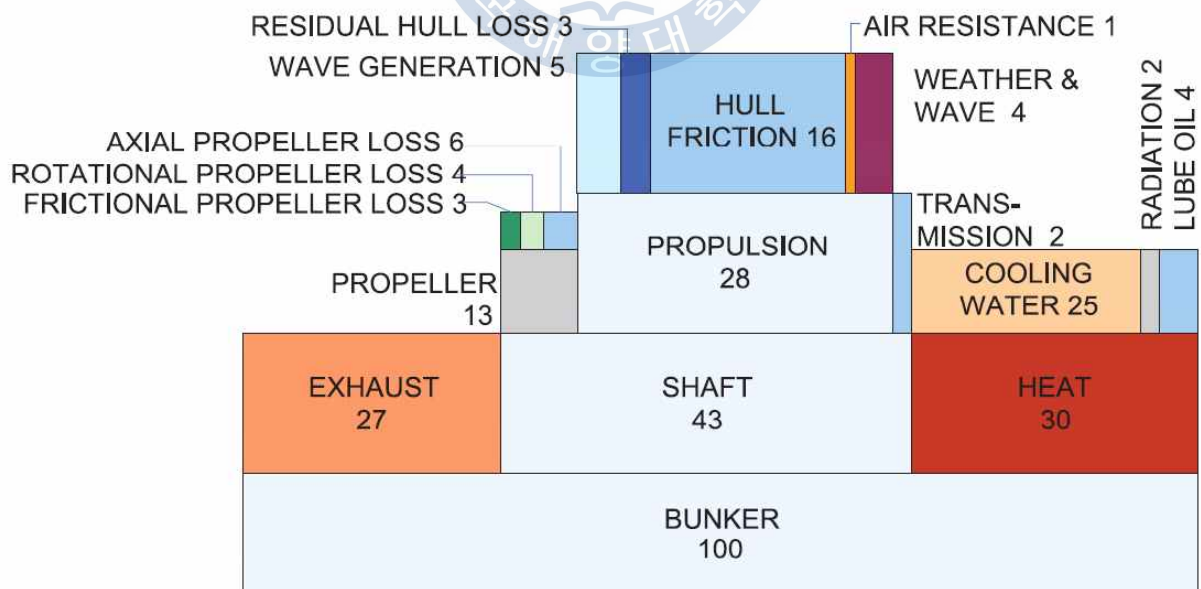


Fig. 1.9 Use of propulsion energy on board a small cargo ship

여기에서 프로펠러와 중간 축(Intermediate shaft)의 등의 동력 전달 계통에서의 손실 등을 제외하고 나면 28%의 추진력이 전달되어진다. 이 추진력의 대부분은 선체의 마찰 저항과 조파 저항을 극복하는데 소비되어진다.

근래에는 메인 엔진으로부터 배출되는 배기가스로부터 파워터빈을 구동하고 열에너지(Fig. 1.9에서 27%)를 회수하여 스팀을 발생시키고 터빈을 구동하여 발전기를 구동하는 배기가스 폐열회수 시스템(Waste Heat Recovery System: WHRS)이 대형 선박 엔진 짝 업체들에 의하여 개발되어지고 있고 대형 컨테이너 선박을 중심으로 적용이 시도되어지고 있다.

일반적으로 선박의 엔진으로부터 배출되는 배기가스의 온도는 약 400~430℃ 정도이고 과급기(Turbo charger) 후단에서는 약 250~270℃ 정도이다.

Fig. 1.10은 MAN B&W에서 적용한 메인엔진 모델의 열평형도(Heat balance diagram)을 나타내고 있다. 여기서 보면, 기존의 배기가스로 배출되는 25.5%중 약 10%정도를 회수하여 약 5% 정도의 발전 출력을 얻는 시스템(Thermo Efficiency System: TES)을 구동함으로써 선박의 열에너지 효율을 향상 시키고 있다.[9]

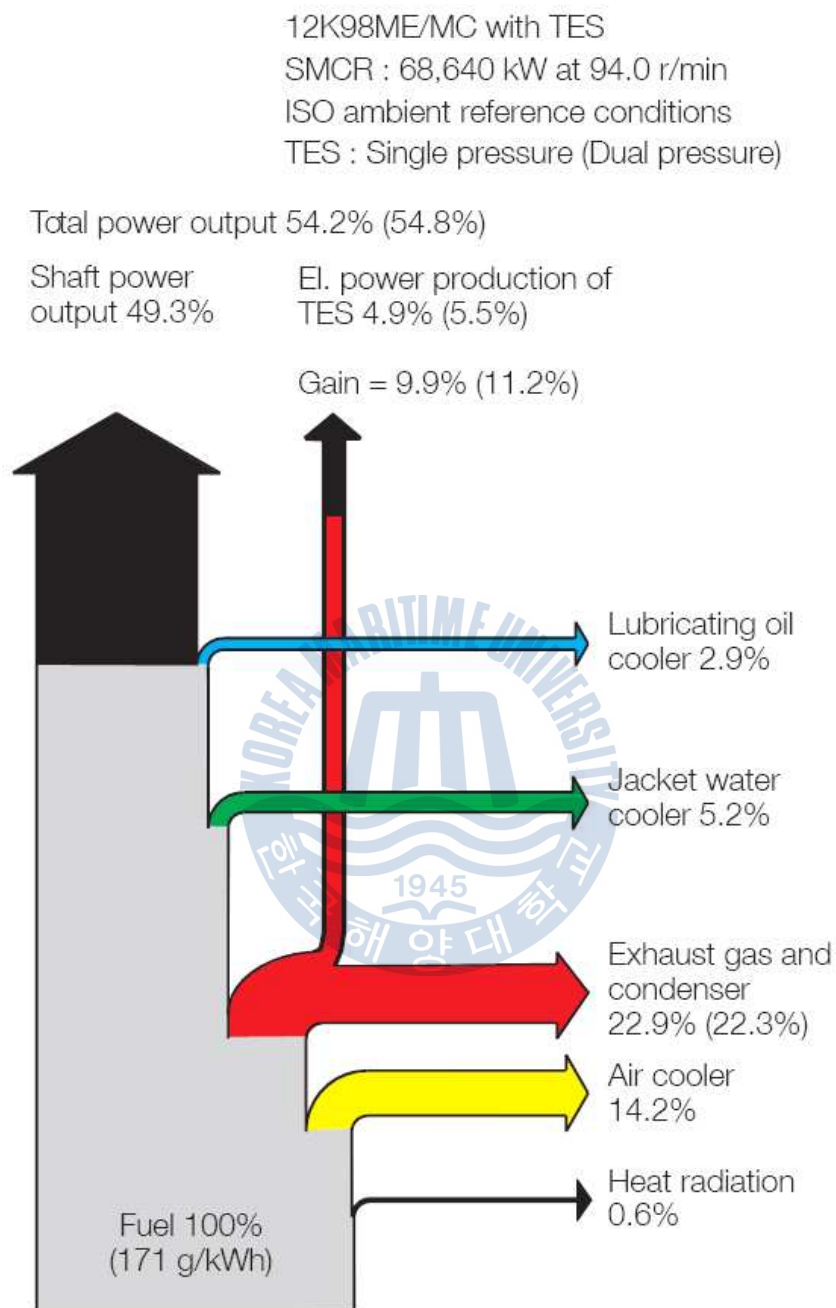


Fig. 1.10 Heat balance diagram of the nominally rated 12KME/MC Mk 6 engine(MAN B&W)

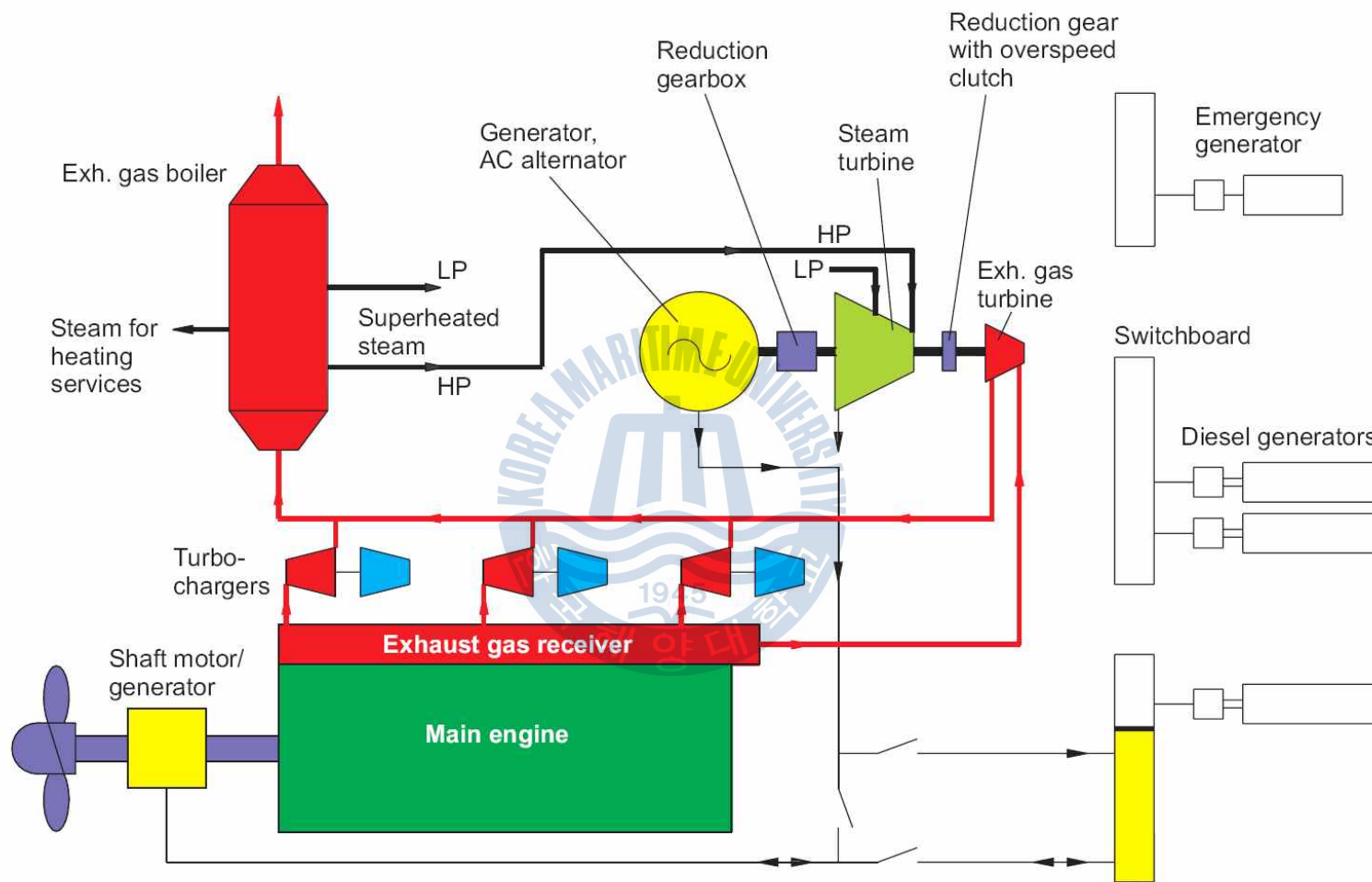


Fig. 1.11 Power concept for thermo efficiency system (MAN B&W)

Fig. 1.11은 MAN B&W의 폐열회수 발전시스템(WHRS: Waste Heat Recovery System)의 개략도이다. 시스템의 구성은 배기가스 보일러(Exhaust Gas Boiler), 스팀 터빈(Steam Turbine), 파워터빈(Power Turbine)과 발전기(Generator)로 구성되어 있다.

엔진으로부터 배출되는 배기가스는 과급기(Turbocharger)를 구동하면서 동시에 추가 출력으로 파워터빈(Power Turbine)을 구동하여 전력을 생산하게 된다. 이때 전력량은 배기가스의 유량에 따라 결정되어지게 된다. 또한, 과급기 후단에 설치되는 배기가스 보일러에 의하여 스팀이 발생하게 되는데 이때 발생하는 스팀으로 터빈을 구동하여 발전을 하게 된다. 스팀 터빈과 배기가스 터빈은 감속기어와 클러치로 연결되어 최종 동력을 발전기에 함께 전달하게 된다.

Fig. 1.12와 Fig. 1.13은 스팀터빈시스템의 구성과 열전달 온도 레벨을 나타내고 있다. 여기서 배기가스의 열에너지를 회수하는 것은 배기가스 보일러(Exhaust Gas boiler)와 스팀 터빈에서 하게 된다. 배기가스 보일러에서는 최소 165℃, 6bar의 스팀을 생성하게 되고, 최종으로 270℃의 과열증기(Superheated steam)가 발생하게 된다. 발생한 스팀은 스팀터빈을 구동하고 응축기(Condenser)에서 응축되어 탱크(Hot well)에 저장되어 급수펌프(Feedwater pump)에 의하여 다시 배기가스 보일러와 스팀드럼으로 순환되어 진다.

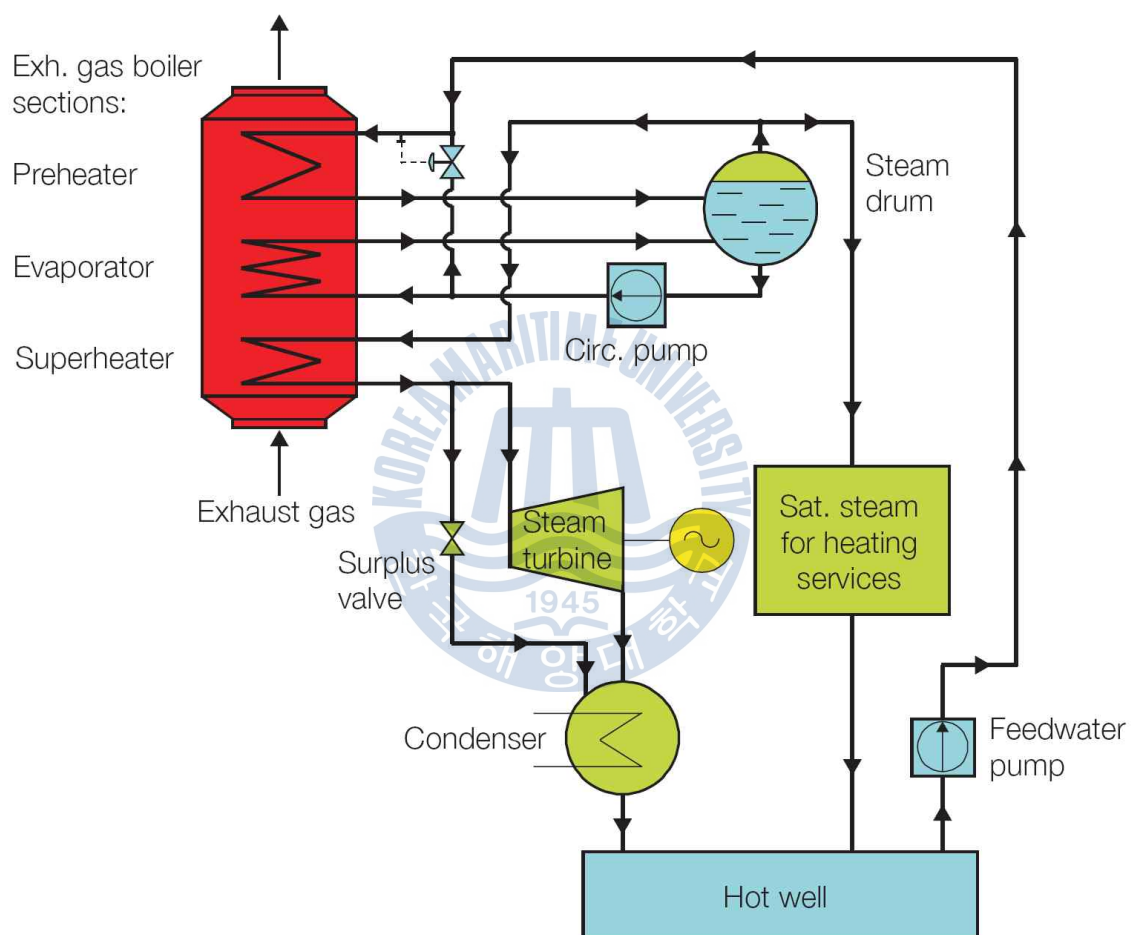


Fig. 1.12 Process diagram for the Thermo Efficiency System

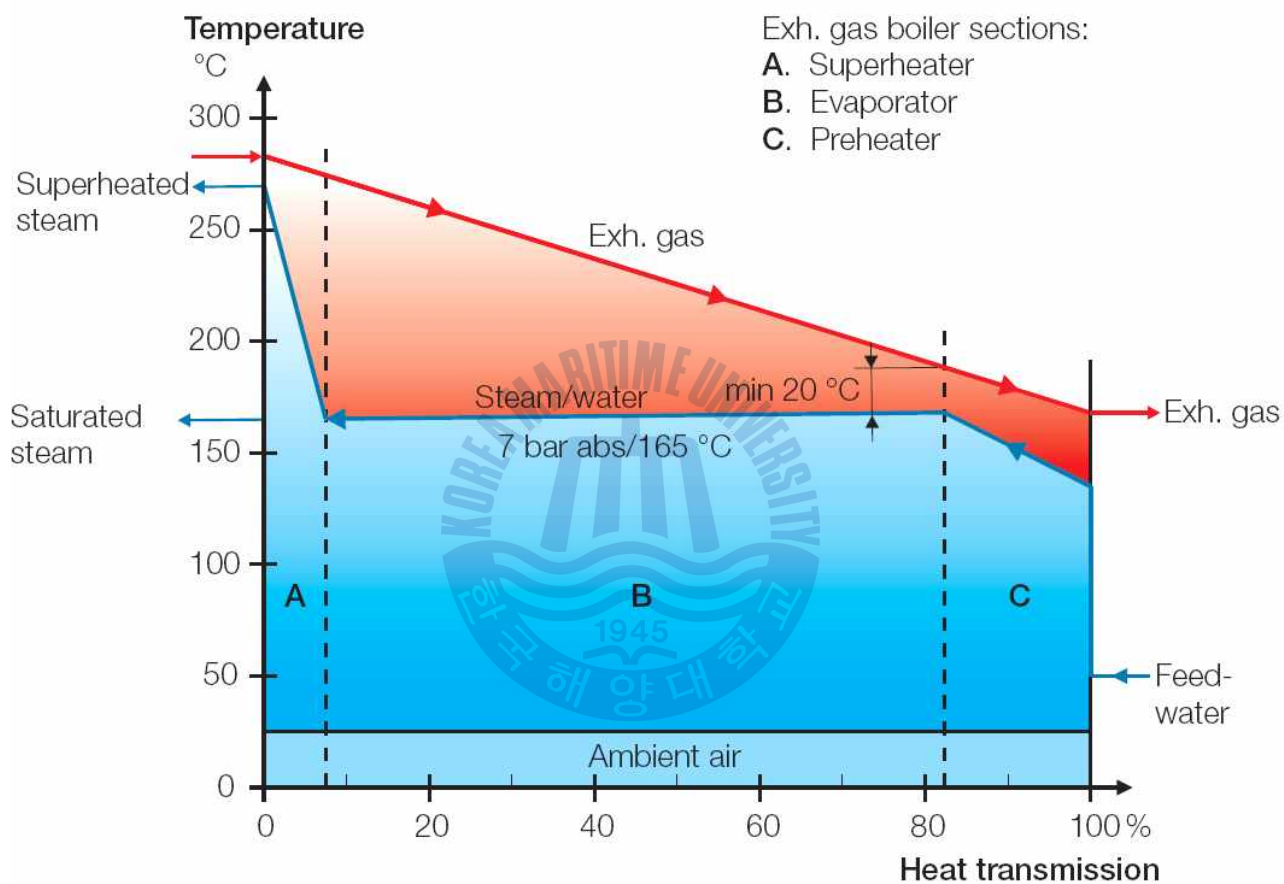


Fig. 1.13 Temperature/heat transmission diagram of an exhaust gas boiler

이와 같이, 선박의 배기가스에서 고온의 열을 회수하는 연구들은 선박의 특수성을 고려하여 물을 끓여 스팀을 발생하는 보일러 시스템으로 연구가 진행되어지고 실제 적용되어 지고 있다.

그러나, 상대적으로 열에너지 비중이 높은 (Fig. 1.9에서 약 30%) 냉각수 등으로 배출되어지는 열에너지의 활용에 대한 연구는 미흡한 것이 사실이다.

Fig. 1.14에서 지구의 해수 표면 온도 분포도와 Fig. 1.15에서 전 세계 선박의 해상 교통량의 분포도를 보면 대부분 해상 물동량은 북반구에서 이루어지고 있으며, 운항 해역의 해수 온도는 약 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ 근처이고 낮게는 6°C 근처에도 많은 선박이 운항 하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 선박의 냉각수의 배출 온도가 50°C 근처이고 설계온도 기준이 30°C 임을 고려하면 실제 운항 선박에서는 상대적으로 더 많은 온도 낙차를 이용하여 냉각수로부터 배출되는 열에너지도 회수하여 재생 가능한 에너지원으로 활용할 수 있을 것이다.

이러한 저온의 온도 차이를 활용한 발전시스템은 이론적으로 해양 심층수를 이용한 해수온도차 발전(Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC) 시스템 분야에서 개념 및 이론이 입증 되었으며, 국내에서도 근래에 연구가 활발히 이루어지고 있다.

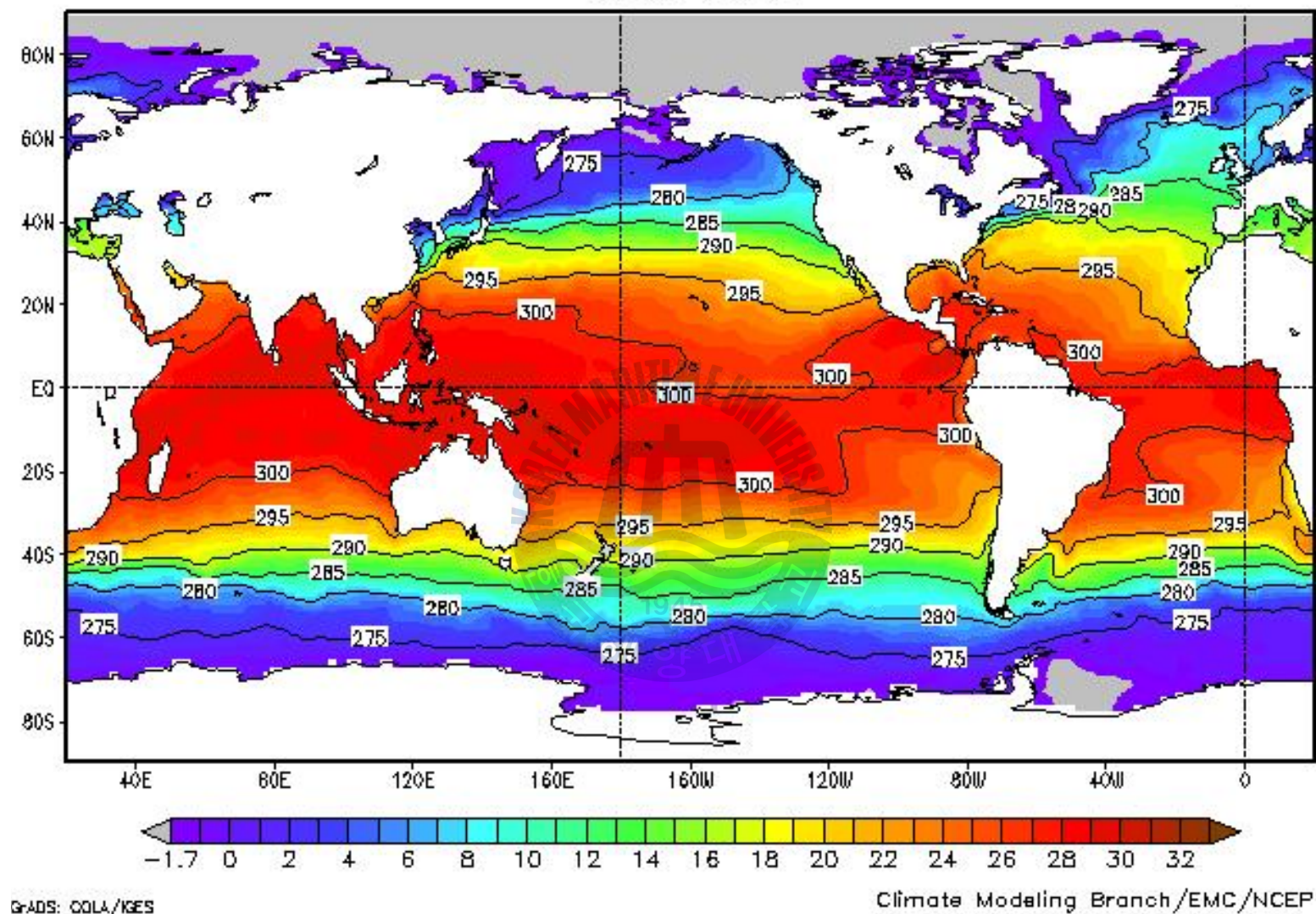


Fig. 1.14 Sea water surface average temperature(March 2012,by NOAA)

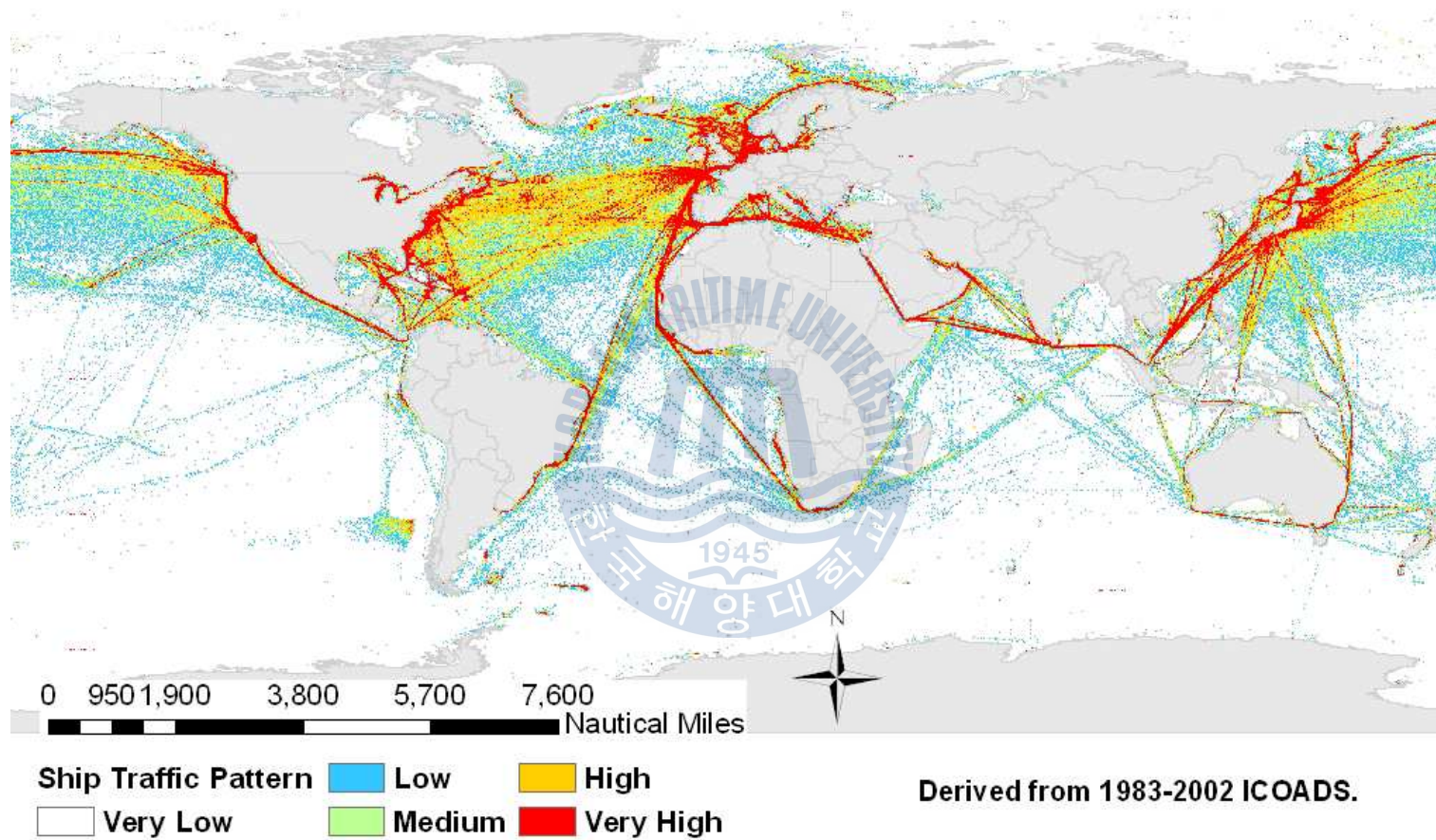


Fig. 1.15 Approximation of ship traffic distribution(ICOSADS data)

한편, 선박의 배기가스를 회수하는 발전시스템은 현재까지 스팀을 적용하였으나 해외에서는 에너지 효율을 높이기 위하여 육상의 산업용 발전 장비 및 공장 등에서 배출되는 폐열을 이용 하여 유기 랭킨 사이클을 구동하는 발전시스템의 연구와 개발이 활발히 이루어지고 있다. 유기 랭킨 사이클은 스팀 발전 시스템보다 효율이 높으면서 콤팩트하게 구성할 수 있는 장점이 있다.

따라서, 본 논문에서는 배기가스의 폐열을 열원으로 하여 유기 랭킨 사이클을 구성하는 방안과 열에너지 비중은 높지만 상대적으로 낮은 온도인 선박의 냉각수로 배출되는 열에너지를 재활용하여 터빈 발전기를 구동하는 온도차를 발전 시스템을 구성하는 방안을 함께 연구하여 선박에서 배출되는 열에너지 손실을 최소화하고 에너지 효율을 최적화하는 방안을 제시하고자 한다.



제 2 장 온도차 발전이론

2.1 해양온도차 발전(OTEC) 이론

2.1.1 개념 및 유래

해양 온도차 발전은 해수의 표층수와 심층수의 온도차를 이용하여 발전을 하는 방법이다. 해양에서 열대와 아열대 해역의 연직 온도 분포를 보면 이 해역에서 표층수의 온도는 $25\sim 30^{\circ}\text{C}$ 가 되는데, 수심 수백 미터에서 $1,000\text{m}$ 깊이에 내려가게 되면 심층수의 온도는 5°C 로 $20\sim 25^{\circ}\text{C}$ 의 온도차가 있다. 이는 해수의 온도에 따른 밀도차이에 의한 것이고, 냉해수(Cold Sea Water)는 적도 쪽으로 흘러 상대적으로 온도가 높은 표층수의 밀도를 저밀 도로 낮추기 때문이다. Fig. 2.1에서와 같이 해양 표층수의 상대적으로 온(溫)해수(Warm water)와 심층수의 냉(冷)해수의 온도차(열에너지)를 전기에너지로 변환시키는 기술이 해양 온도차 발전이며 Ocean Thermal Energy Conversion을 줄여 OTEC이라고 부르고 있다.

Fig. 2.2과 Fig. 2.3에서는 해양에서 표층수와 심층수의 온도차의 해역별 수직 분포를 나타내고 있다. 해양 온도차 발전은 현재의 기술로는 온도차가 약 16°C 이상 되면 가능하며 지리적으로는 북위 40° 와 남위 40° 해역에서 연중 어느 때나 발전이 가능하다. Fig. 2.3에서 보면 해수 표면으로부터 약 800m 까지 온도가 급격히 떨어지는 것을 알 수 있고, 수심 약 $1,000\text{m}$ 이하에서는 심층수의 온도가 $4\sim 5^{\circ}\text{C}$ 로 떨어지는 것을 알 수 있다. 해양 온도차 발전은 태양 에너지에 의해 데워진 표층수와 심층수의 냉해수를 열원으로 하는 재생 가능한 에너지이며, 장치의 건조나 유지이외에

는 화석연료를 사용하지 않아 이산화탄소 배출량이 극히 적은 발전방식
으로서 주목 받고 있다.[10][11][12]

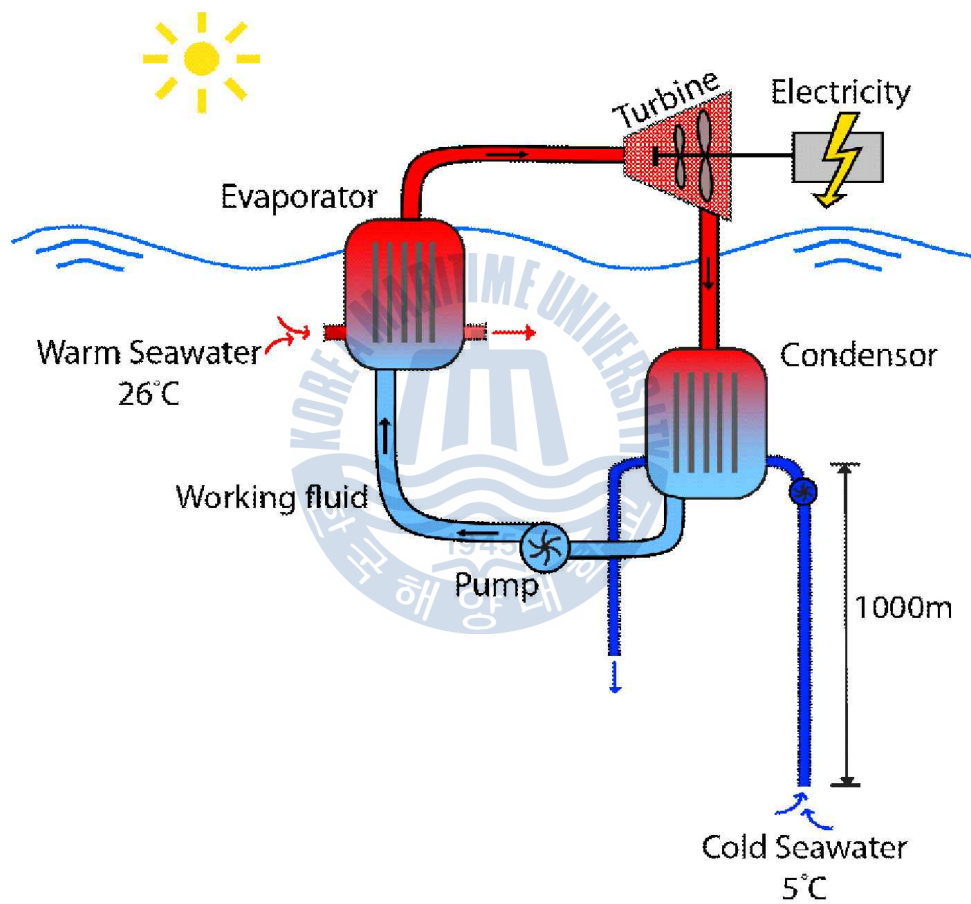


Fig. 2.1 Concept of OTEC(Ocean thermal energy conversion)

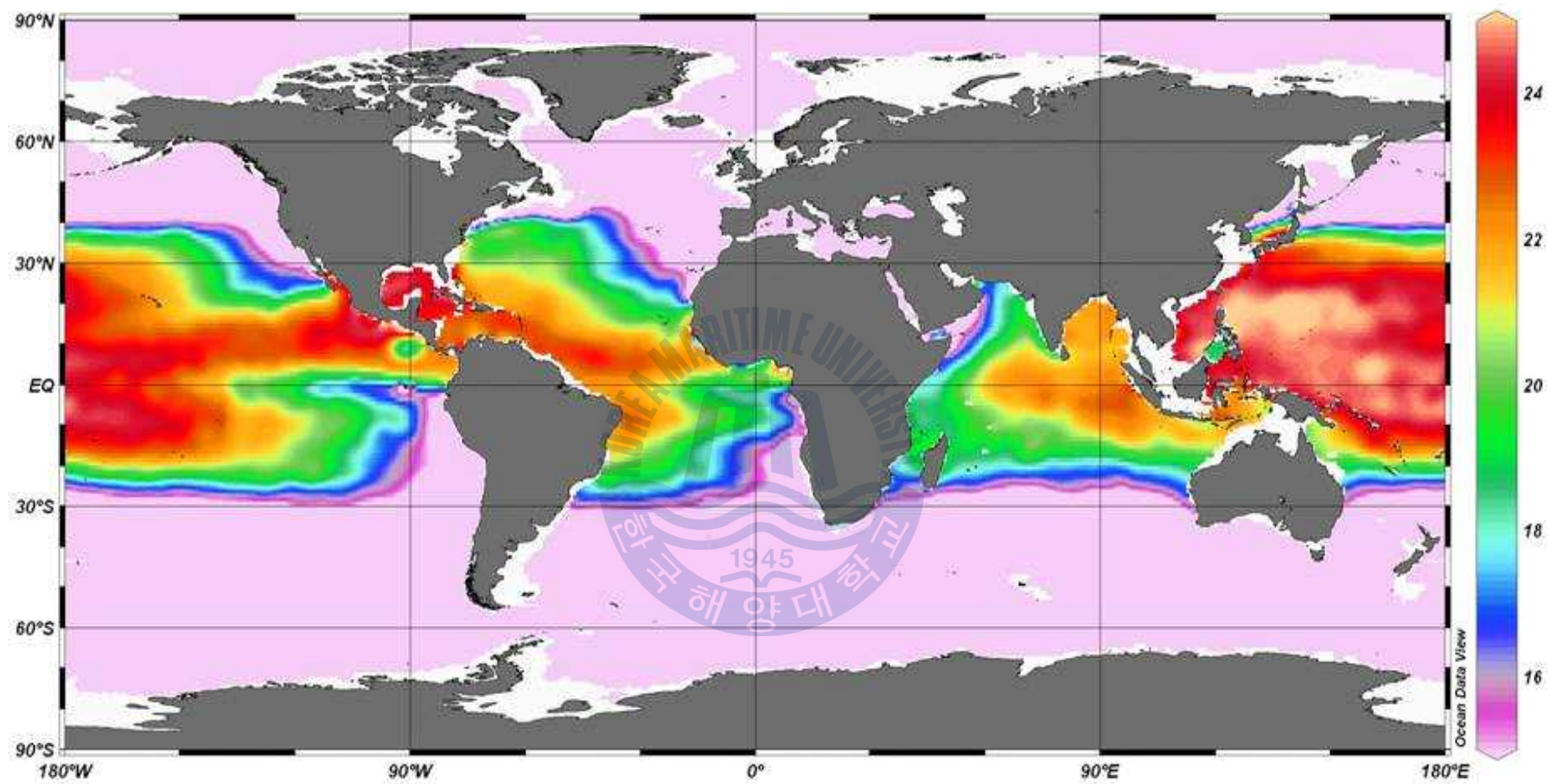


Fig. 2.2 Distribution of temperature difference between surface & deep water

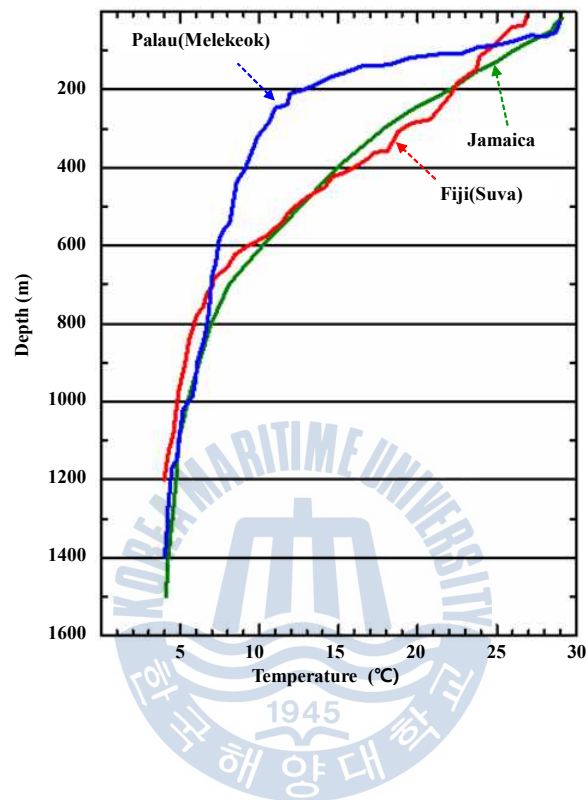


Fig. 2.3 Distribution of vertical temperature of the deep sea

해양온도차 발전의 개발 역사는 1881년 세계에서 최초의 화력발전소가 건설된 해로 거슬러 올라간다. 이해에 프랑스의 달슨발(J.D' Arsonval)이 세계 최초로 해양온도차발전을 고안하고, 그 후 프랑스의 클로드 (G.Claude, 1930) 나 미국의 앤더슨(Anderson and J.H.Anderson Jr,1964)등에 의해 실용화가 시도되어 왔다. 1974년에는 하와이 주립자연 에너지 연구소가 설립되고 1979년에 하와이의 코나 앞바다에서 해상형 발전 플랜트로 'Mini-OTEC' 으로 50kW를 발전 출력을 얻는데 성공했다.

일본에서는 1970년경부터 해양 온도차 발전의 조사와 연구가 시작되었고, 1974년에 신에너지 연구를 추진하는 '선샤인계획'속에 편입되었다. 1981년에는 도쿄전력이 나우루 공화국에서 120kW의 발전에, 1982년에는 큐슈(九州)전력이 도쿠노시마(徳之島)에서 50kW의 발전에 성공했다. 또한, 1970년대 전반부터 연구에 착수한 사가(佐賀)대학의 우에하라 하루오(上原春男) 교수팀이 1994년에 작동유체에 암모니아와 물의 혼합물을 이용한 "우에하라 사이클"이라고 불리는 시스템을 개발하여 실용화로 가는 길을 열었다. 개발초기의 해양온도차 발전에서는 발전한 전력의 대부분이 열원수가 되는 심층수와 표층수를 펴 올리기 위한 펌프 동력에 소비되어 외부로는 발전출력의 30% 정도 밖에 송전할 수가 없어 경제적인 이유로 실용화가 곤란하다고 생각 하였다. 그러나 최근에는 발전 사이클의 고안과 열 교환 기술의 진보에 의해 발전 출력의 70% 정도를 순수 발전 출력으로 송출할 수 있게 되었다.

최근의 동향으로는 인도 정부가 사가대학의 협력을 얻어 1,000kW 시스템을 건설하고, 장래에는 50,000kW 시스템 건설을 목표로 한 실증 실험이 진행 중이다. 또한 2003년에는 사가대학에 해양에너지연구센터가 설립되어 이마리(伊尔里)의 실험실에는 30kW의 해양온도차 발전, 해수 담수화,

리튬회수 등의 실험장치가 설치되어, 해양온도차 발전과 동시에 양수한 심층수를 복합적으로 이용하는 다목적 이용 해양온도차 발전 기술의 확립을 목표로 하는 연구가 진행되고 있다.[13]

Fig. 2.4에서는 하와이에서 연구되었던 5MW급 OTEC 플랜트의 실제 설계 배치도를 확인할 수 있다.

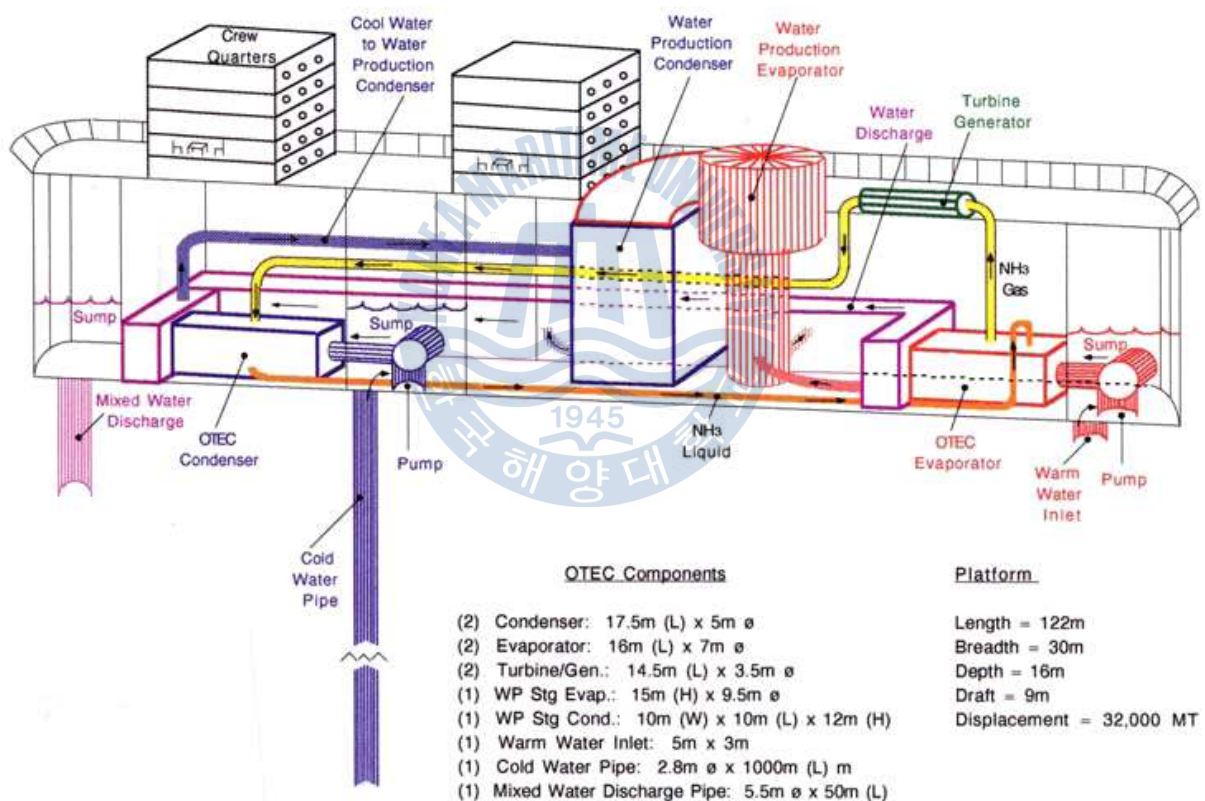


Fig. 2.4 Example of 5MW OTEC Pre-commercial Plant

2.1.2 OTEC 시스템의 사이클 및 구성

해양 온도차 발전에는 폐쇄순환(Closed cycle)과 개방 순환(Open cycle)이 있다. Fig. 2.5에 나타난 폐쇄 순환의 발전원리는 화력발전이나 원자력발전과 같은 랭킨 사이클의 원리이며, 개방순환에 비해 소형으로 높은 발전효율을 얻을 수 있어 최근의 개발을 위한 많은 연구가 진행되고 있다.

OTEC 시스템은 심층수와 표층수의 열에너지 활용을 위한 열교환기와 작동 유체에 의해 구동되는 터빈 발전기 그리고 해수와 작동유체를 압송하는 유체펌프와 배관시스템으로 구성되어있는 열 엔진이다.

Fig. 2.6에 나타난 개방순환은 구조상, 작동유체를 순환 시킬 필요가 없기 때문에 작동 유체 펌프가 존재하지 않는다. 사이클의 작동유체는 스팀이 되고, 진공펌프로부터 감압된 온수(Warm sea water)가 챔버 안으로 유입될 때 압력이 내려가므로 충분히 낮은 온도에서 끓는점이 발생하게 된다. 발생된 증기는 터빈을 지나면서 일을 하고 응축기(Condenser)에서 저온의 해수(Cold sea water)와 열교환이 일어나면서 바다로 방출되게 된다. 이 개방형(Open) 사이클에서는 응축기로부터 담수가 배출되고, 이것을 그대로 음용수로 사용할 수 있기 때문에 이러한 부가적인 이점을 활용할 수 있기 때문에 프랑스에서는 현재에도 이 형태의 연구가 진행되고 있다.

일반적으로 순수 발전 목적으로는 폐쇄형(Closed) 사이클이 보다 소형이고 경제적이므로, 폐쇄 순환을 기준으로 자세히 조사해 보기로 한다.

Fig. 2.5에서 보는 바와 같이, 폐쇄형 사이클 발전설비의 주요 구성 기기는 증발기, 터빈, 응축기, 작동유체 순환펌프, 발전기, 심층수 급수펌프, 표층수 급수펌프 등이다.

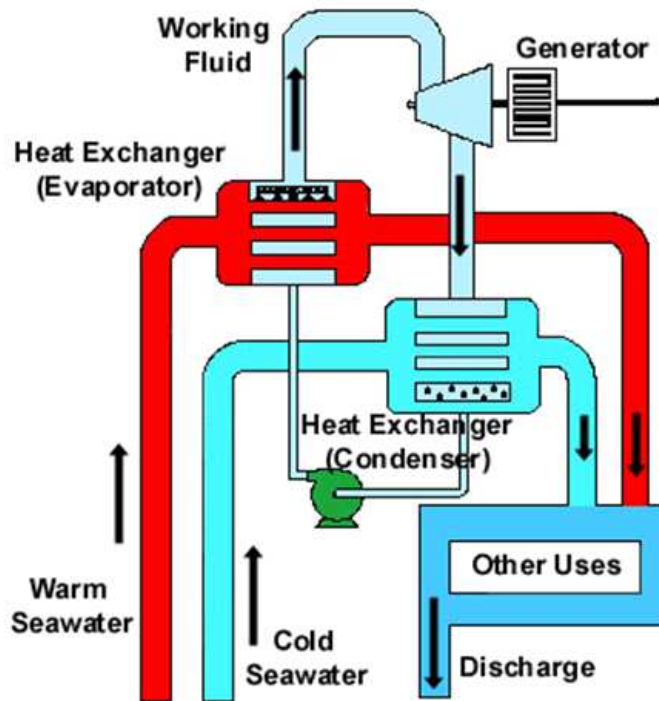


Fig. 2.5 Closed cycle system of OTEC

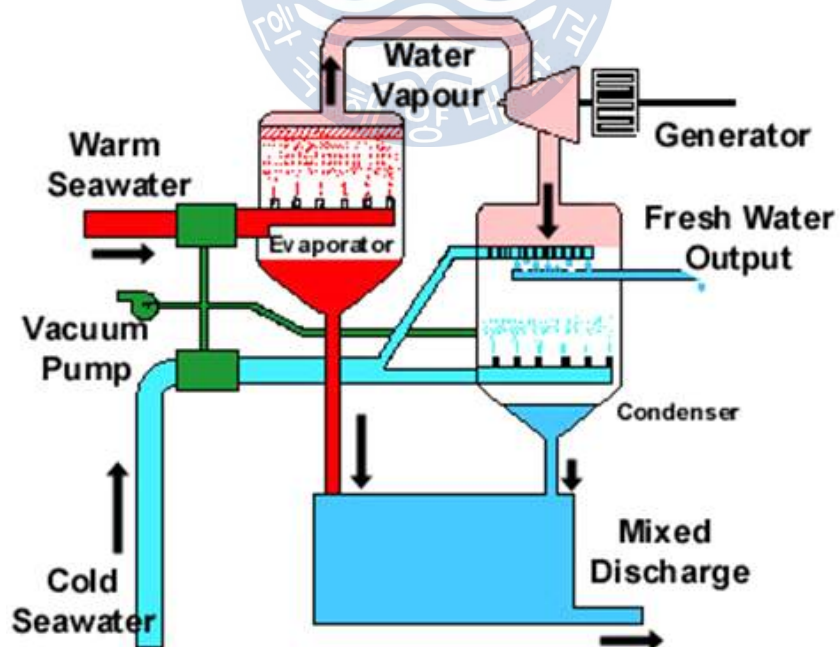


Fig. 2.6 Open cycle system of OTEC

시스템에서 증발기, 터빈, 응축기, 작동유체 순환펌프는 배관으로 연결되어 폐순환회로를 형성하고 그 속에는 작동유체로서 표층수의 해수 온도에서 증발이 가능한 저 비점 유체가 사용되어 진다. 이 작동 유체는 1980년대까지는 암모니아나 프레온 등의 순수물질이 쓰였으나, 근래에는 암모니아와 물의 혼합물이 쓰이고 있다. 액체의 작동유체는 순환펌프에 의해 증발기로 보내진다. 증발기에서 표층수의 따뜻한 해수(약 30℃)로 데워져 약 950kPa의 증기가 되고, 그 증기가 터빈을 돌려 구동축에 연결된 발전기에서 전력을 생산하게 된다. 터빈을 나온 증기는 응축기에 들어가, 차가운 심층수(약 4℃)와 열 교환한 후 약 10℃, 620kPa의 액체로 액화되며 이때의 압력차에 의해 터빈이 구동된다. 이 사이클을 반복함으로써 해수의 온도차를 이용한 발전이 가능하게 된다.

해양 온도차의 발전 효율(η_{\max})은 카르노 사이클의 최대 효율 식에 의거하여 계산되어 질 수 있다.^[12]

$$\eta_{(\max)} = \frac{T_w - T_c}{w} \quad (2.1)$$

여기서,

T_w : Warm water temperature

T_c : Cold water temperature

(T 는 절대 온도)

해양온도차 발전에서 이용하는 표층수의 온도가 약 27~30℃이고 심층수의 온도가 4~5℃로 그 온도차가 약 20℃임을 고려하면 그 이론적인 효율($\eta_{(\max)}$)은 약 7~8% 정도이다. 그러나 실제 시스템에서는 열적인 손실이

나 기계적인 마찰 손실을 피할 수 없으므로 열효율이 3~5%정도까지 저하 된다. 최대 전력 생산을 위해서는 열전달 효과가 높은 열교환기와, 터빈에서 큰 차압 발생을 위하여 가능한 높은 온도차가 요구되어 진다.

해양 온도차 발전은 화석연료를 사용하지 않고 연중 안정된 운전이 가능한 자연 에너지에 의한 발전기술이며 그 부존량도 많기 때문에 장래의 에너지 공급기술의 커다란 역할을 할 가능성을 갖고 있다. 그러나 그 반면에 밀도가 낮은 에너지를 이용하기 때문에 대량의 온해수와 냉해수를 안정적으로 양수할 필요가 있고, 높은 효율의 열교환기의 개발이 더욱 요구되어진다.

한편, 해양온도차 발전은 표층수와 심층수의 온도차를 이용하여 발전하는 방법이지만, 이 시스템은 온도차가 있는 열원이 있으면 광범위하게 적용이 가능하고 온도차가 클수록 효율이 높아 소형이고 경제적인 설비가 된다. 그 예로서

- 온천수(지열)를 이용한 소규모 지역 발전
- 제철소, 석유 정제소, 발전소 등으로부터 배출되는 냉각수 등으로 부터의 열을 이용한 발전
- 엔진의 냉각수의 배출 열을 이용한 발전 등에 적용될 수 있다.

따라서 선박에서에서는 주로 디젤엔진이 주 추진 기관으로 사용되고 발전기 및 보조기계의 냉각수로 해수가 이용되고 있으므로 이러한 배출 열을 회수함으로서 선박으로 유입되는 해수와 온도 차이를 이용하여 발전 시스템을 구성하면 선박의 에너지 효율을 보다 높일 수 있을 것이며 이와 같은 배출 열을 이용한 저온 저압의 발전 설비의 운전실적은 해양 온도차 발전의 실용화를 앞당기는데도 기여할 것으로 기대된다.[14]

2.2 유기 랭킨 사이클(ORC)

2.2.1 기본원리

유기 랭킨 사이클(ORC: Organic Rankine Cycle) 시스템은 중저온(70~400℃) 범위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻기 위해 물보다 더 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 프레온이나 탄화수소 계통의 유기 매체를 작동유체로 사용하는 저온 증기 열 동력 사이클로 저온에서 고압의 증기가 얻어지므로 저온 열원을 이용하여 고효율의 동력을 발생시킬 수 있다. 증기 동력 사이클 시스템은 작동유체의 일부 또는 전부가 액상(Liquid phase)과 기상(Vapour phase)으로 상이 변하면서 열에너지를 기계적 에너지로 변환시키는 열 동력 기관으로, 다른 열 동력 기관과 달리 열전달 특성이 이상적인 열기관인 카르노사이클과 유사하다.

카르노 증기 사이클은 주어진 온도의 고열원과 저열원 사이에서 2개의 등온과정과 2개의 가역 압축 및 팽창과정으로 운영되는 이론적으로 최대 효율의 열기관으로 실제의 증기동력 기관으로 적용시킬 수 가 없는데 그 이유는 첫째, 열원과 사이클 열교환기 사이에 온도차가 없이 열이 전부 전달되어야 하는데 이 경우 온도차가 없이 열 교환이 일어날 수 없으므로 현실적으로 열기관을 실현시킬 수 없으며, 둘째 2상류 상태의 작동유체를 가역적으로 압축시켜야 하는데 현재까지의 유체기계로서는 실현이 불가능하기 때문이다. 따라서 열효율을 높이기 위해 실제 가능한 사이클로 카르노 사이클에 접근시킬 필요가 있다. 이것이 랭킨 사이클 시스템이다.

유기 랭킨 사이클 시스템과 기존의 랭킨 사이클 시스템의 차이는 작동

유체에 있으며 그 밖의 원리와 시스템 구성에는 차이가 없다.

Fig. 2.7은 이상적인 기본 랭킨 사이클 시스템의 구성도와 개략적인 온도 엔트로피(T-S) 곡선을 나타낸 것으로 T-S 곡선에서 카르노 사이클은 a-b-c-d 과정을 순환하는 반면에 랭킨사이클의 경우 1-2-3-4 과정으로 열교환 과정과 팽창 과정은 같으나 압축과정은 현실적으로 가능한 액체 단일 상의 압축과정으로 구성한 것이다. 그러므로 랭킨사이클 시스템은 카르노 사이클 시스템을 현실적으로 실현시킨 열기관임을 알 수 있다.

기본 포화 랭킨사이클은 작동유체 펌프, 증발기, 터빈 혹은 팽창기와 응축기로 구성되며 사이클 각 과정은 다음과 같이 분류된다.

- 펌프에서의 가역 압축과정
- 증발기에서의 등압 열교환과정
- 터빈에서의 가역 팽창과정
- 응축기에서의 등압 열교환과정

이상적인 가역 기본 유기 랭킨 사이클 시스템의 작동 순서를 압축과정부터 설명하면 다음과 같다.

1~2 과정 : 응축기에서 응축된 작동유체를 펌프에 의해 가압하여 압축시키는 과정이다.

2~3 과정 : 등압 증발 과정이다. 펌프에서 승압된 작동유체가 액체 상태에서의 가열과정을 거쳐 증발 온도에 도달한 후 포화상태의 증기로 증발 하게 된다.

3~4 과정 : 터빈에서의 팽창과정으로서 증발기 출구에서의 증기 상태의 작동유체(점1)가 터빈에서의 팽창 과정을 거쳐 작동유체가 가지고 있는 열에너지가 기계적 에너지로 변환된다.

4~1 과정 : 터빈을 떠난 작동유체는 응축기에서 응축되어 다시 펌프로 들어가 사이클을 반복 하게 된다.

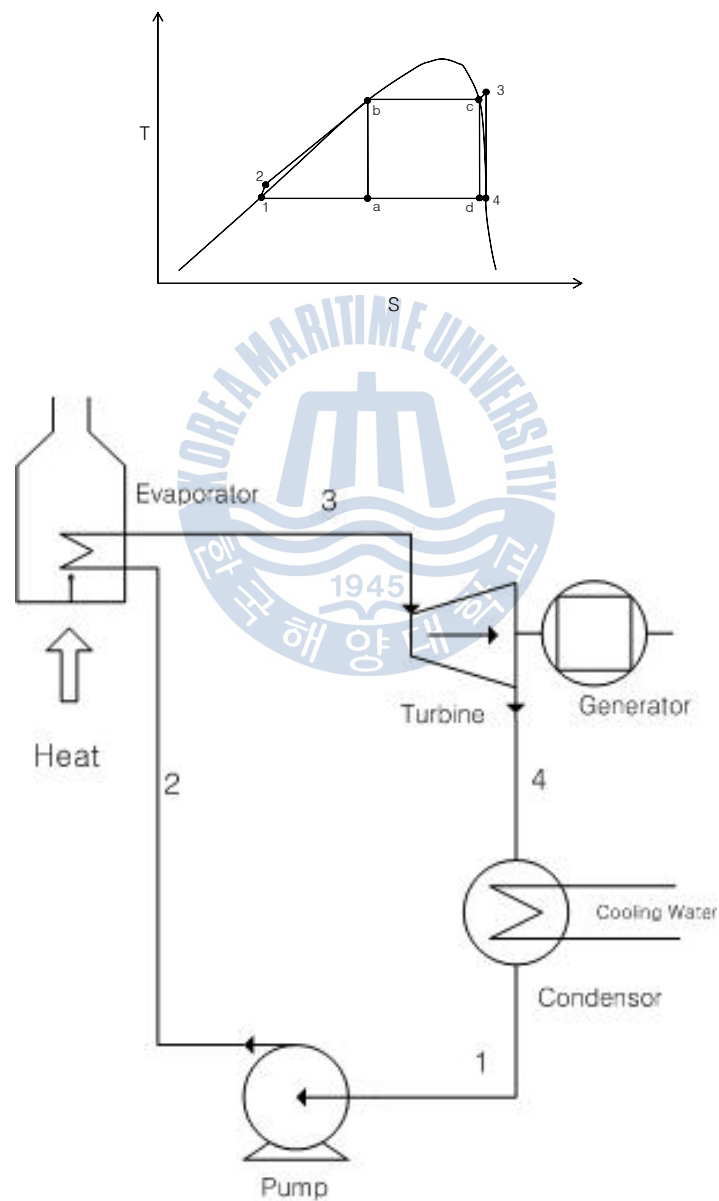


Fig. 2.7 ORC Rankine cycle system configuration & T-S diagram (R134a)

유기 랭킨 사이클에서 응축기와 증발기의 온도 그리고 작동유체가 결정되면 작동 유체의 열역학적 물성값 표나 방정식에 의해 각 점의 엔탈피를 구할 수 있으며, 엔탈피에 의해 기본 사이클의 입력 열량, 출력 및 시스템 성능은 다음과 같이 계산된다.

$$\text{입력 열량} \quad \dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

$$\text{터빈 출력} \quad W_{out} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.3)$$

$$\text{배출 열량} \quad \dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (2.4)$$

$$\text{펌프 일량} \quad W_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

$$\text{순수 일량} \quad W_{net} = \dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.6)$$

$$\text{시스템 효율} \quad \eta_{th} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (2.7)$$

기본 포화 유기 랭킨 사이클 시스템은 유기 매체 중 냉매 등의 포화 증기 특성을 이용해 사용할 수 있는 시스템이다. 냉매의 증기는 수증기와 달리 터빈에서의 단열 팽창선과 포화증기선이 거의 평행선에 가까워 포화점에서 팽창된 작동유체가 거의 증기로 남아 있게 되어 터빈 내에서 액적이 잘 발생되지 않으므로 회전익에 충격이 없으며 응축이외의 열 손실이 없어 효율이 높은 점을 이용할 수 있으므로 과열 영역이 필요 없는 포화 사이클 시스템을 구성할 수 있다. 그러나 실제 시스템의 경우에는 같은 작동유체의 유량에서 열 회수 용량을 높일 수 있는 과열 유기 랭킨 사이클 시스템이 이용된다. 이 경우 열효율 향상을 위하여 재생기를 추가로 설치할 필요가 있다.

또한 유기랭킨사이클 시스템의 작동유체인 유기매체는 중저온 열원에서

기존 랭킨사이클 작동유체인 물과 비교하여 다음과 같은 장점이 있다.

- 1) 큰 분자량과 분자당 적은 원자수로 인해 T-S 선도에서 포화증기선의 기울기가 양수(+)이기 때문에 터빈에서 액적이 잘 발생하지 않고 상태가 항상 증기 상태로 있게 된다.
- 2) 터빈에서의 엔탈피 변화가 적어 터빈 회전수와 직경을 줄일 수 있다.
- 3) 증기의 밀도가 높다.
- 4) 산업체에서 일반적으로 발생하는 저온도 열원에서도 높은 효율을 유지할 수 있다.

Fig. 2.8은 작동유체로서의 물과 R134a의 포화 상태를 T-S 선도에 표시한 것으로 물의 포화 증기선은 T-S 선도의 경사(dS)가 완만한 음수(-)인 반면 R134a의 경사는 물에 비하여 현저하게 높은 것을 알 수 있다. 여기서 포화 증기선의 기울기가 양수(+)가 되면 터빈 출구의 작동유체는 과열증기 상태가 되어 터빈내의 유동이 항상 건증기 상태가 되어 터빈 효율이 높게 된다. 그러나 포화증기선의 기울기가 음수(-)이면 터빈 출구에서 작동유체는 습증기가 되어 터빈의 효율이 떨어지며 회전익을 부식시킬 위험성이 증대한다. 가장 이상적인 포화 증기 곡선은 T-S선도에서의 기울기가 수직에서 약간 음수(-)의 기울기가 되는 것으로 포화상태의 고압증기가 실제 터빈을 통과하면 거의 포화증기 상태로 될 수 있다.

[15][16][17]

2.2.2 시스템의 특성

폐열을 동력 열원으로 하여 기계적 에너지로 이용할 경우, 여러 종류의 열 동력 기관의 사용을 고려할 수 있는데 그중에서 적용 시킬 수 있는 열기관은 기존의 스팀 랭킨 사이클 시스템, 유기 랭킨 사이클 시스템, 브레이튼 사이클 시스템 그리고 스텔링 엔진 등이 있다.

브레이튼 사이클 시스템은 운전 온도가 약 $800\sim 900^{\circ}\text{C}$ 정도이며 스텔링 엔진은 아직도 완전히 실용화 개발이 되지 않고 현재까지 연구가 진행되는 열기관으로 운전 온도가 약 $650\sim 800^{\circ}\text{C}$ 정도이다. 수증기 랭킨 사이클 시스템은 작동 유체의 적당한 사용온도 범위가 $370\sim 550^{\circ}\text{C}$ 인 열기관으로 폐열원의 온도는 500°C 이상에서 고효율로 사용될 수 있다. 따라서 이들 열기관은 500°C 이상의 고온 폐열 회수에 사용될 수 있는 시스템으로 중저온 폐열원($70\sim 450^{\circ}\text{C}$)에는 시스템의 특성상 열효율이 낮아서 적용시킬 수 가 없다. 온도 범위가 비교적 낮은 수증기 랭킨 사이클의 경우에도 중저온($70\sim 450^{\circ}\text{C}$) 온도범위에서는 수증기 압력이 떨어져 시스템에 의한 동력 회수 효율이 낮아지므로 사용하기가 어렵다.

물은 100°C 에서의 포화증기압이 $1\text{kg}/\text{cm}^2$ 인데 반해 유기냉매의 경우 냉매 별로 차이가 많으나 상대적으로 높은 포화증기압을 유지하며 비체적도 적어 수증기에 비해 저온에서 훨씬 고압이며 적은 용적이 되므로 저온 비등 유기 매체를 사용하는 것이 가능해져서 종래의 증기터빈으로는 회수가 곤란했던 저온 온도 범위의 폐열에서 동력을 경제적으로 회수할 수 있다.

Fig. 2.9는 각종 열기관의 적용범위와 효율을 비교한 것으로 중저온 범위의 열원에 적용시킬 수 있는 열기관은 유기 랭킨 사이클이 가장 효과

적인 것을 알 수 있는데, 이것은 저온에서 물보다 증기압이 높은 비등점을 가지고 있는 유기매체를 작동유체로 사용함으로써 고압의 작동 유체를 터빈에서 팽창시킬 수 있어 다른 열기관에 비해 저온에서 훨씬 높은 동력을 회수할 수 있기 때문이다. 저온 사이클로서의 유기 랭킨사이클 시스템의 특징은 산업체에서의 폐열 회수 뿐 아니라 오토, 디젤 사이클 및 브레이튼 사이클 등의 고온 열기관과 병합운전을 가능케 하여 기존 열 시스템의 전체 효율을 증대시킬 수 있다.^[17]

이러한 유기랭킨 사이클의 장점을 선박의 배기가스 및 폐열을 회수 하는데 활용하면 선박의 열에너지 효율을 높일 수 있을 것이다.

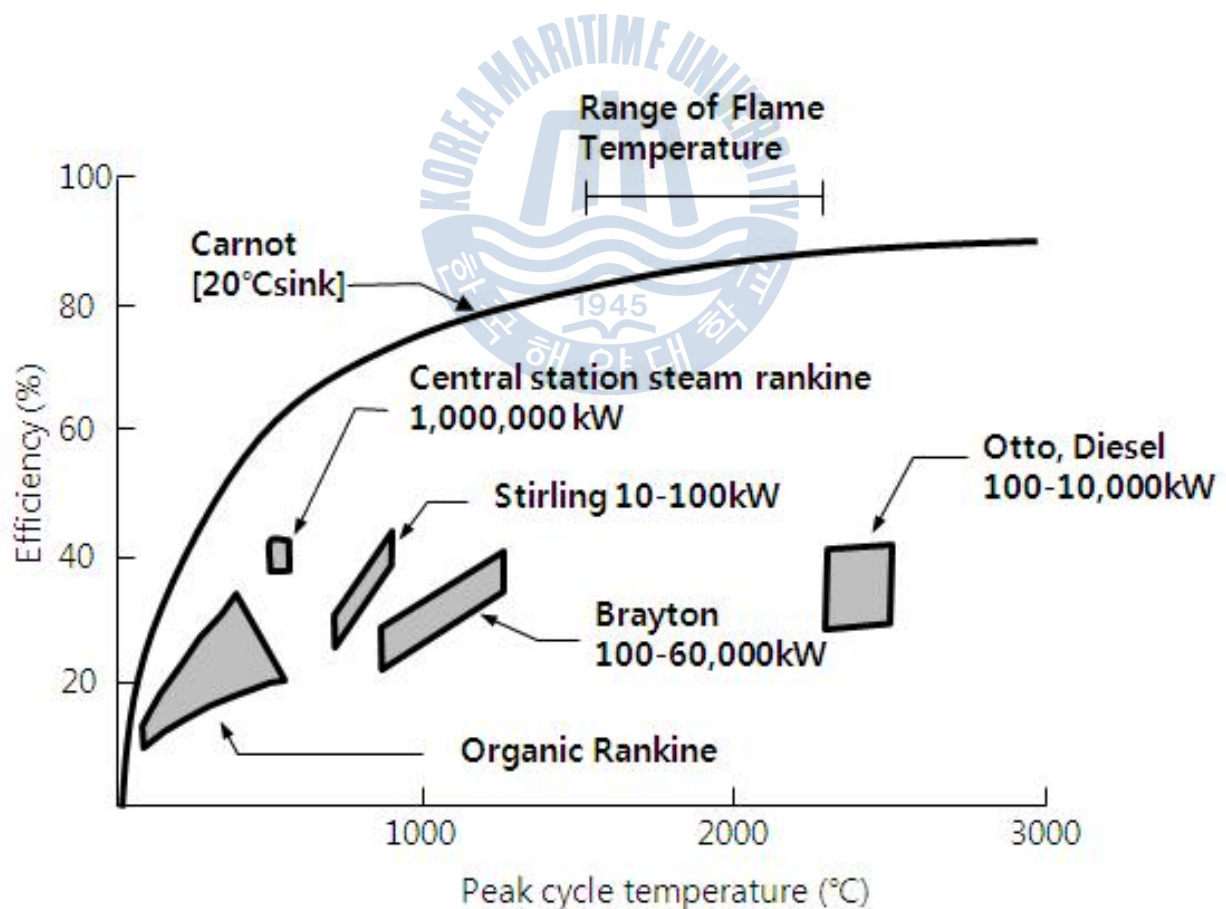


Fig. 2.9 Working range and efficiency of power engine

2.2.3 배기가스 폐열회수와 저온부식

일반적으로 배기가스의 폐열을 회수하고 열효율을 높이기 위하여 이코노마이저(Economizer)를 설치하게 되는 데, 이때 폐열 회수율을 높여 배기가스의 온도가 낮아지게 되면 황산에 의한 저온부식의 위험이 증가하게 되는 딜레마에 빠지게 된다.

연료중의 유황성분이 연소에 산화하여 아황산가스(SO_2)로 되고 그 일부가 다시 산화하여 무수황산(SO_3)으로 된다. 이 SO_3 의 노점(露点)은 150°C 이하인데, 열교환기의 저온 전열면에서 자칫하면 150°C 이하로 되기 쉬우며 이 저온부에서 SO_3 가 연소 가스 속의 수증기(H_2O)와 화합, 응축하여 황산(H_2SO_4)을 생성하고, 저온 전열면에 부착하여 이 부분을 부식시키게 된다.

배기가스의 노점을 측정하여 Molier(P.Molier 1959)의 곡선으로부터 SO_3 의 양을 계산할 수 있다. SO_2 중의 2~5%가 SO_3 로 변한다고 가정할 때 연료유 중의 유황 함량과 노점을 살펴보면 Table 2.1과 같다.

Table 2.1 Dew Point of Sulfur Contents in the Fuel Oil

| 황(S) 함량 | 0.5 | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 2.5 | 3.0 |
|---------------------------|------|-------|------|-------|-------|-------|
| SO_2 발생량 (p.p.m) | 258 | 515 | 773 | 1,030 | 1,288 | 1,545 |
| SO_3 생성량 (p.p.m) | 12.9 | 25.8 | 38.7 | 51.5 | 64.4 | 77.25 |
| 노점 | 135 | 139.5 | 142 | 144 | 146 | 147 |

일반적으로 저온 부식을 방지하기 위한 예방대책으로는 다음과 같은 방법이 있을 수 있다.

1) 유황 성분을 포함하지 않거나 유황분이 극히 적은 저유황 연료를 사용한다.

2) 배출하는 배기가스 온도를 200°C 이상으로 하고, SO_3 의 노점 보다 높게 하여 SO_3 가 수증기와 화합하여 황산으로 되지 않도록 한다.

3) 연료에 암모니아 등의 저온부식 방지제를 첨가하여 SO_3 의 노점을 저하시킨다.

4) 연소 배기가스 중에 포함되어 배출되는 SO_x , NO_x , HCL , 기타 부식성 물질에 대하여 화학적으로 안정성을 갖는 소재를 이용한 열교환기를 적용한다. 금속재료 중 저온 부식 현상이 적은 재료로는 규소철, 티타늄, 페라리움, 인코넬, 하스텔로이 등이 있고 비금속재료로는 세라믹, 유리, 내산법랑, 불소수지코팅재, 에폭시, 플라스틱, 실리콘재료가 있다. 그라스 튜브(Glass Tube)나, 테플론(Teflon) 코팅 계통의 열교환기는 실제로 보급되어 적용되어지고 있다.[18][19]

현재 선박 엔진의 연료는 벙커-C유가 주로 사용되어지고 있으나 최근 NO_x , SO_x 의 배출규제가 강화됨에 따라 저유황중유(LSBC), 저유황경유(LSDO)등의 사용이 증가 하고 있다. 또한, 대형 조선사를 중심으로 친환경 연료를 사용하는 엔진 및 선박의 개발과 함께 다양한 NO_x , SO_x 배출저감 기술 개발이 시도되어지고 있다.

또한, LNG(Liquefied Natural Gas)를 연료로하는 Fuel Gas 추진 선박이 유럽의 소형 화객선 및 정기 컨테이너 선박을 중심으로 운항하는 사례가 증가 하고 있고, 국내에서도 경인운하의 홍보용 선박에 LNG연료 추진엔진이 채택되어 건조 중에 있다. LNG에는 주성분인 메탄 및 탄화수소이

외에 불순물이 거의 없으므로 배기가스 저온부식 문제가 없으며 일반적으로 LNG를 연료로 하는 육상 공장에서는 100℃이하로 아무 문제없이 배기가스 열을 회수하고 있다.

이러한 도전적인 배기가스 폐열의 회수를 통한 선박의 에너지 효율 향상을 위한 노력들은 기존의 저온부식에 대한 대응 방안을 넘어서 유황 회수장치의 추가설치나 신 도료의 개발 등 새로운 개념의 저온부식에 대한 신개념 방식 기술들의 개발을 유도하고 촉진할 것이다.

따라서 본 논문에서는 앞으로 연료의 탈황 기술 및 저유황 친환경 연료의 사용의 추세에 따라 사용 가능한 다양한 온도레벨에서 유기랭킨 사이클의 적용을 검토할 것이다.



제 3 장 선박 열원의 열 해석

3.1 시스템 해석 조건

시스템 시뮬레이션은 Aspen HYSYS 7.1v로 수행 하였으며, 적용된 상태 방정식은 Peng-Robinson를 기본으로 사용하였으며, 적용이 불가능한 R125와 같이 해석을 하는 경우에는 알코올 및 비이상 기체에 적용 가능한 PRSV(Peng-Robinson Stryjek-Vera) EOS를 적용하였다.

Aspen HYSYS 프로그램은 Oil & Gas 산업에서 각종 플랜트 설계에 실제 적용하는 프로그램으로, 기본적인 화공 프로세스 및 시스템 설계를 수행하고 다이내믹 시뮬레이션으로 검증할 수 있는 프로그램이다.

실제 사례로 예를 들면, 현재 국내 대형 조선소에서 건조중인 LNG FPSO의 Topside의 공정 프로세스 설계는 프랑스 엔지니어링 회사인 Technip사에서 수행하는데, 프로세스 공정의 기본설계를 Aspen HYSYS를 이용하여 수행하고 있다. 물론 상용 프로그램이므로 시스템의 설계 조건에 따라 오차가 있을 수 있으나, 엔지니어링 회사마다 보유하고 있는 경험치를 반영하여 오차범위를 줄여 설계의 신뢰도를 높이고 있다. 따라서 본 연구에서도 시뮬레이션의 신뢰도를 높이기 위하여 실험 장비를 이용하여 실제 운전 상태와 해석 값의 차이를 검증할 것이다.

본 연구에서 주로 적용된 PRSV EOS를 보면 다음과 같이 정의 된다.[20]

$$\frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (3.1)$$

여기서,

$$a = a \alpha, \quad a_c = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c}, \quad b = 0.077480 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3.2)$$

$$\alpha_i = [1 + k_i(1 - T_r^{0.5})]^2 \quad (3.3)$$

$$k_i = k_{0i} + k_1(1 + T_r^{0.5})(0.7 - T_{ri}) \quad (3.4)$$

$$k_{01} = 0.378893 + 1.4897153\omega_i - 0.17131848\omega_i^2 + 0.0196554\omega_i^3 \quad (3.5)$$

여기서,

$$k_1 = \text{Characteristic pure component parameter}$$

$$w_i = \text{Acentric factor}$$

PRSV EOS에서 유체의 속성(Property)값을 얻기 위해 적용되는 계산 방법은 다음과 같다.

PRSV Z Factor

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + Z(A - 3B^2 - 2B) - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{aP}{RT^2}, B = \frac{bP}{RT} \quad (3.7)$$

PRSV Molar volume

$$V = \frac{ZRT}{P} \quad (3.8)$$

PRSV Enthalpy

$$H - H^G = PV - RT - \left(a - \left(\frac{da}{dT} \right) T \right) \frac{1}{2} \ln \frac{V + b(1 + \sqrt{2})}{V + b(1 - \sqrt{2})} \quad (3.9)$$

여기서, H^{IG} 는 온도 T에서 계산된 이상기체의 엔탈피

PRSV Entropy

$$S - S^{IG} = R \ln \left(\frac{V - b}{RT} \right) - \frac{1}{2\sqrt{2}b} \ln \left(\frac{V + b(1 + \sqrt{2})}{V + b(1 - \sqrt{2})} \right) \frac{da}{dT} \quad (3.10)$$

여기서, S^{IG} 는 온도 T에서 계산된 이상기체의 엔트로피

PRSV Cp(Heat capacity)

$$C_p - C_p^{IG} = -T \int_{\infty}^V \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_V dV + R + \frac{T(\partial V)_P^2}{\left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T} \quad (3.11)$$

PRSV Fugacity coefficient

$$\ln \phi = -\ln \left(\frac{V-b}{V} \right) + \frac{b'}{V-b} + \frac{a}{2b} \ln \left(\frac{V+b(1+\sqrt{2})}{V+b(1-\sqrt{2})} \right) \left(-1 + \frac{a'}{a} + \frac{b'}{b} \right) \quad (3.12)$$

$$a' = \frac{\partial n^2 a}{\partial n}, \quad b' = \frac{\partial n^2 b}{\partial n} \quad (3.13)$$

PRSV Fugacity

$$f_i = \Phi_i y_i P \quad (3.14)$$

PRSV Cv(Isochoric)

$$C_v = C_p + \frac{T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V^2}{\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)} \quad (3.15)$$



3.2 시뮬레이션 프로그램의 검증

시스템 시뮬레이션의 신뢰성을 확인하기 위하여 실제 실험용 장비를 이용하여 시뮬레이션 결과와 실제 운전 상태를 비교하여 검증하였다.

실험용 장비는 R134a를 냉매로 하는 공기 조화 장치로 압축기(Compressor), 응축기(Condenser), 팽창밸브(Expansion valve)와 증발기(Evaporator)로 구성되어어지는 냉동 사이클과 송풍기(Fan)와 덕트(Duct)그리고 가열기(Heater)로 구성된다.

시스템의 작동원리를 살펴보면, Fig. 3.1의 개략도에서 보는바와 같이 작동 유체인 R134a는 압축기에서 가압되어지고, 고온으로 가압된 냉매는 콘덴서에서 냉각되어 응축되어진다. 응축되어 액화된 작동유체는 팽창밸브를 거쳐 증발기에서 증발되어 가열된 공기과 열 교환하여 공기를 냉각한 후 다시 압축기로 순환되어 진다.

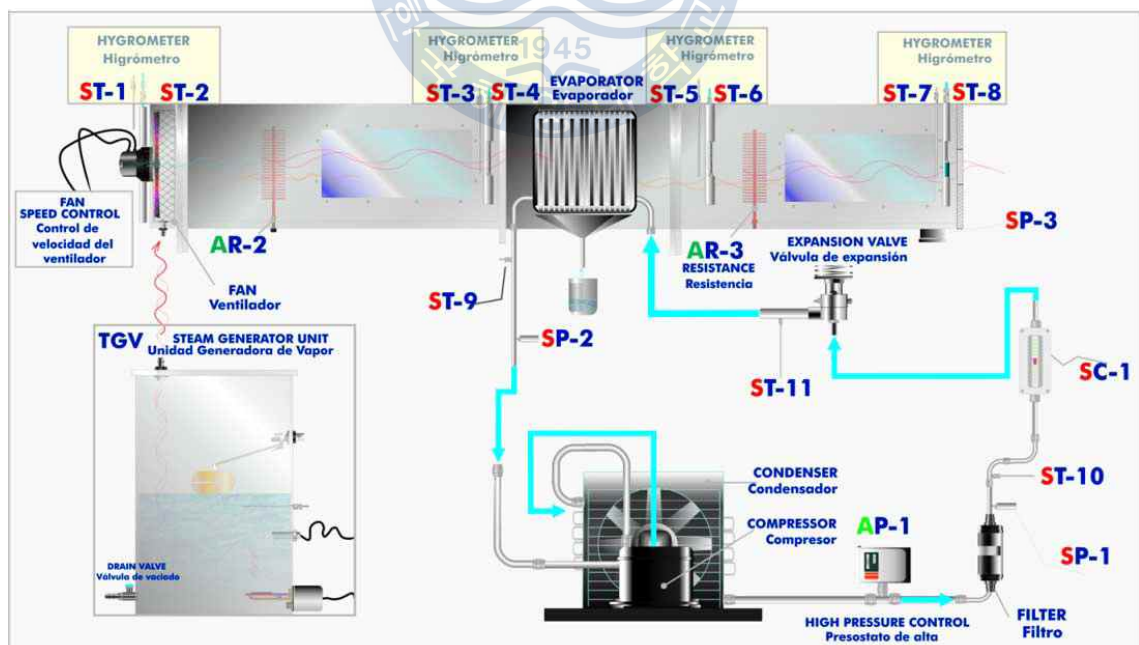


Fig. 3.1 Configuration and diagram of pilot plant

시뮬레이션의 검증을 위해 실험 장비와 동일한 시스템을 구성하고 동일한 온도 조건에서 각 작동유체의 상태(Property)를 비교하여 차이를 확인하고, 실제로 열 교환 되는 공기의 양과 계산된 양을 확인 하여 검증하였다.

Fig. 3.2에서와 같이 실험 장비를 가동하고 운전 상태를 확인 한 결과 R134a 냉동 사이클 에서 압축기에서 가압되어 응축된 후의 온도(ST10)는 44℃이고, 압력(SP1)은 1040kPa이다. 이때의 유량(SC1)은 39l/h였다. 증발기 입구(ST11)은 13.1℃이고 증발기 후단의 온도(ST9)는 10.4℃, 압력(SP2)은 420kPa이다. 덕트 내에 공기의 온도(ST1)는 23.8℃이고 가열기(Heater)에서 가열된 후의 온도(ST3)는 34℃, 증발기와 열교환후의 온도(ST5)는 18℃이다. Table 3.1에 각 센서의 측정값을 정리하여 나타내었다.

Table 3.1 Measures of pilot plant

| Sensor | | Measured Value |
|---------------------|-------------------------|----------------|
| Refrigerant (R134a) | ST10 [°C] | 44 |
| | SP1 [kPa] | 1,140 |
| | SC1 [l/h] | 39 |
| | ST11 [°C] | 13.1 |
| | ST9 [°C] | 10.4 |
| | SP2 [kPa] | 420 |
| Air | ST3 [°C] | 34 |
| | SP3 [m ³ /h] | 351 |
| | ST5 [°C] | 18.0 |



Fig. 3.2 Photograph of pilot plant(R134a)

시뮬레이션에서 시스템의 구성은 Fig. 3.3과 같이 작동유체를 R134a로 하여 실험 장비와 동일하게 구성하였다. 시스템은 냉매를 가압하는 압축기와 응축기, 팽창밸브와 증발기로 구성하였다. 압축기의 단열 효율은 75%를 기본 값으로 정의하였다.

시스템의 시뮬레이션 계산 조건은 계측된 값에서 냉동기에서 응축기 후단의 압력 값($SP1=1,140\text{kPa}$)과 증발기 후단에서의 압력 값 ($SP2=420\text{kPa}$)과 냉매유량($SP3=39\text{l/h}$) 조건만을 입력하고, 시스템의 운전조건에 따라 응축기 후단에서의 건도(V.F.)를 0(건도 0%)으로 정의하고, 증발기 후단에서의 건도를 1.0(건도 100%)으로 정의하여 시스템을 해석 하였다.

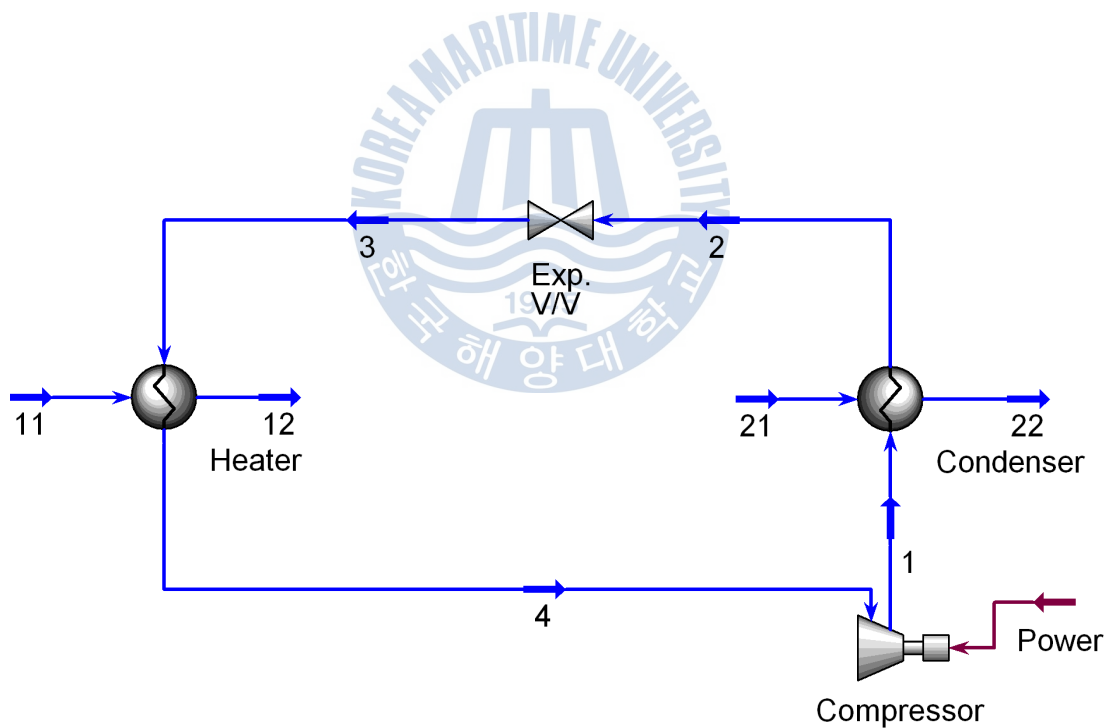


Fig. 3.3 Modeling of pilot plant

여기에서 증발기와 열 교환 하는 공기의 유입 온도(ST3=34℃)와 유량(SP3=351m³/h)을 조건으로 정의하여 출구 측의 온도의 계측 값 ST5(18℃)와 해석 결과 값을 비교하여 검증 하였다.

Table 3.3에서 시뮬레이션 해석 결과를 보면 응축기 후단(2)에서의 압력을 1,140kPa로 정의하고 그때 100%응축되는 조건으로 건도(V.F.)을 0(0%)으로 정의 하였다. 증발기 후단에(4)서의 압력을 420kPa로 정의하고 그 100% 증발 하는 조건으로 건도(V.F.) 1(100%)로 정의하였다. 시스템을 구성 하고 열교환기에 유입되는 공기(11)의 온도를 34℃ , 유량을 351m³/h로 정의 하였을 때, 출구 측(12)의 온도는 17.8℃를 얻을 수 있었다.

실제 계측기의 입구 측 온도계(11)의 오차 범위 ±0.5℃에서 출구 측(12)의 오차 범위는 17.3~18.2℃이므로 시뮬레이션 해석 결과는 허용 오차 범위 내에 들어온다.

Table 3.2에 실험 장치에서 계측한 값과 시뮬레이션 결과 값을 비교하여 나타내었다.



Table 3.2 Comparison of measured values and simulation result

| Sensor | | Measured Value | Simulation Result |
|---------------------|-----------------|----------------|-------------------|
| Refrigerant (R134a) | ST10 [°C] | 44 | 44 |
| | SP1 [kPa] | 1,140 | 1,140 |
| | SC1 [l/h] | 39 | 39 |
| | ST11 [°C] | 13.1 | 13.1 |
| | ST9 [°C] | 10.4 | 10.4 |
| | SP2 [kPa] | 420 | 420 |
| Air | ST3 [°C] | 34 | 34 |
| | SP3 [m³/h] | 351 | 351 |
| | ST5 [°C] | 18.0 | 17.8 |

Table 3.3 Simulation result of sample plant - R134a

| Name | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---------------------------|------------|------------|------------|------------|
| V.F. | 1 | 0 | 0.262216 | 1 |
| T(°C) | 53.00 | 44.24 | 10.42 | 10.42 |
| P (kPa) | 1,140 | 1,140 | 420 | 420 |
| F _M (kg/h) | 48.42 | 48.42 | 48.42 | 48.42 |
| F _V (STD_m³/h) | 11.2 | 11.2 | 11.2 | 11.2 |
| F _L (m³/h) | 0.039 | 0.039 | 0.039 | 0.039 |
| Q (kJ/h) | -42,4715.9 | -432,983.5 | -432,983.5 | -426,066.6 |
| h (kJ/kg) | -8,770.6 | -8,941.4 | -8,941.4 | -8,798.5 |
| s (kJ/kg-°C) | 1.80643 | 1.26889 | 1.28109 | 1.78482 |

| Name | 11 | 12 | 21 | 23 |
|---------------------------|---------|----------|----------|---------|
| V.F. | 1 | 1 | 1 | 1 |
| T(°C) | 34.00 | 17.79 | 20.50 | 34.50 |
| P (kPa) | 110 | 110 | 110 | 110 |
| F _M (kg/h) | 429.76 | 429.76 | 594.72 | 594.72 |
| F _V (STD_m³/h) | 351.0 | 351.0 | 485.7 | 485.7 |
| F _L (m³/h) | 0.4886 | 0.4886 | 0.6761 | 0.6761 |
| Q (kJ/h) | 3,707.3 | -3,209.6 | -2,841.7 | 5,425.9 |
| h (kJ/kg) | 8.6 | -7.5 | -4.8 | 9.1 |
| s (kJ/kg-°C) | 4.08793 | 4.03409 | 4.04330 | 4.08954 |

3.3 선박의 열원

선박의 주 기관 및 보조기계는 운전 시에 그 일에 따른 열이 발생하게 된다. 이러한 열을 회수함으로서 연료 효율을 높이고, 에너지 효율을 높이는 것은 고유가 시대에 선박의 운항 경쟁력을 확보하는 대안이 될 수 있으며, 지구 온난화와 환경 문제에 대응 방안으로 고려되어지고 연구되어져야 할 필요성이 더욱 대두되고 있다.

선박에서 회수 가능하고 재생가능 한 열을 조사하여 보면 다음 과 같다.

- 1) 메인엔진 배기가스
- 2) 발전기 배기가스
- 3) 보일러 배기가스
- 4) 소각기 배기가스
- 5) 메인엔진 냉각수
- 6) 발전기 냉각수
- 7) 보일러 응축기(Condenser)
- 8) 각종 윤활유/공기 냉각기(Oil/Air Cooler)



선박에서 발생하는 폐열은 크게 배기가스와 냉각수로 분류할 수 있다. Fig. 3.4에서보는 바와 같이 선박에서 발생하는 주요 열원이 되는 장비를 보면 메인엔진과 보일러, 냉각수 등이다. 상대적으로 고온인 배기가스는 약 200°C 이상이며, 상대적으로 저온인 메인엔진 및 발전기 엔진의 냉각수의 경우 자켓 냉각수(Jacket cooling water)는 약 $80\sim 90^{\circ}\text{C}$ 의 청수로 냉각되며, 해수 열교환기의 온도는 약 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ 정도로 운전되어 진다.

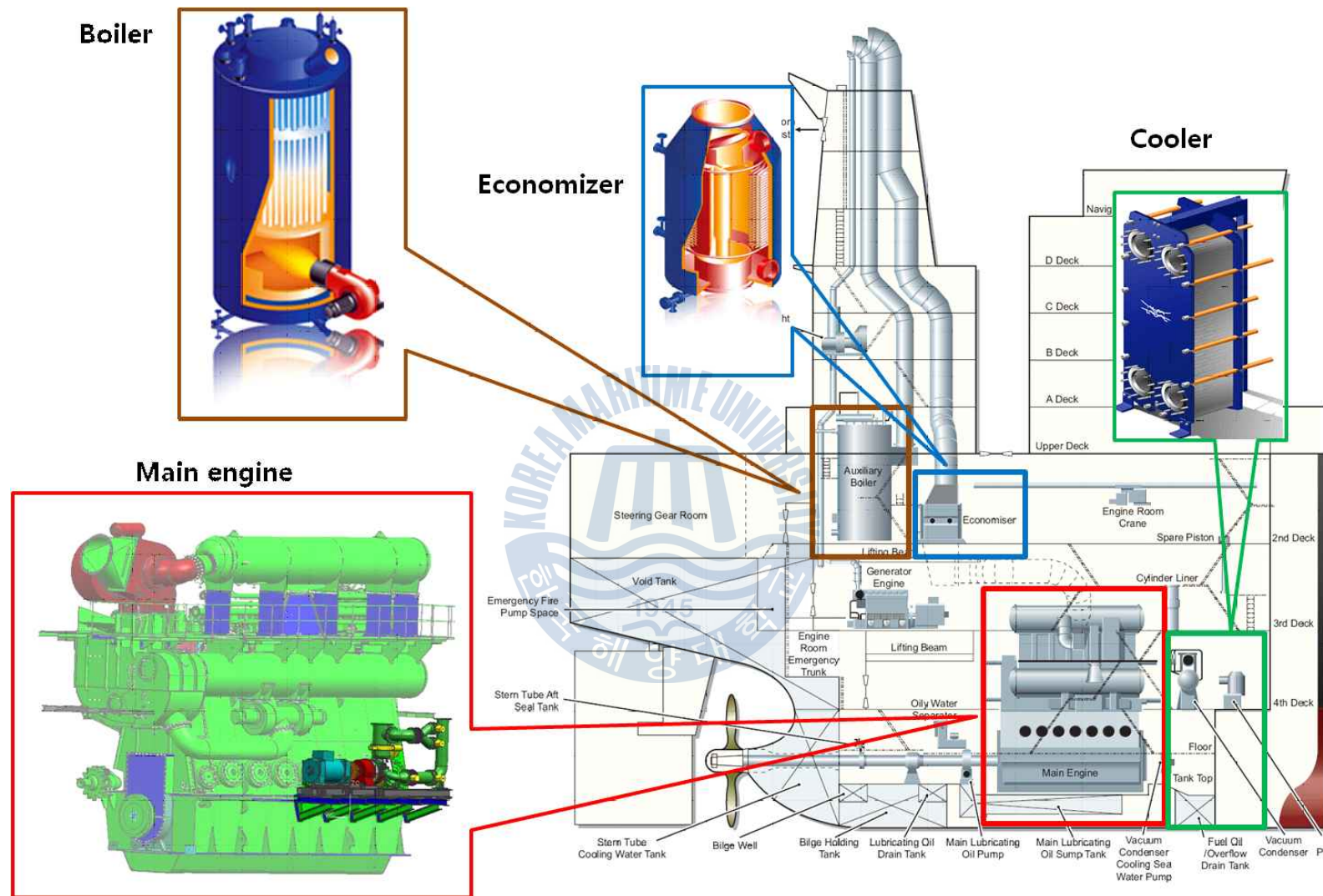


Fig. 3.4 Major heat source of the ship

이러한 주기관 및 보조기계들의 적용은 선박의 종류에 따라 약간의 차이가 있는데, 선종별로 보면 컨테이너선, 유조선, 벌크선, LNG선등으로 크게 구분할 수 있다.

컨테이너선은 운항 속력이 높아 고출력의 추진기관이 요구되므로 상대적으로 대형 메인엔진이 적용되어지고, 냉동 컨테이너가 많은 경우 발전기 용량 또한 증가 하게 된다. 유조선이나 벌크선의 경우는 운항 속력이 낮아 상대적으로 저출력의 메인엔진의 용량이 감소하게 된다. 그러나 유조선의 경우 화물을 가열하는데 스팀이 요구되어지므로 대용량의 보일러가 적용되어지고, 이러한 보일러는 화물을 선적하고 운항할 때와 화물의 양하를 위한 펌프를 구동할 때 가동되어 진다. LNG선의 경우 주 추진 방식에 따라 차이가 있는데, 스팀터빈 추진 방식, 디젤 엔진 추진 방식, 전기 추진 방식이 적용되어 지고 있다. 스팀 터빈 추진 방식에서는 대용량의 보일러가 적용되어지고, 디젤엔진 추진방식의 경우 저속 디젤엔진이 쌍축으로 적용되어진다. 전기추진 방식의 경우에는 주 추진 기관은 전기 모터가 되고 이 모터에 전력을 공급하기 위하여 대형 발전기가 4대 이상 적용되어 진다.

대형 컨테이너선에 탑재되는 3,000kW급 발전기의 연료 소비량을 보면 약 577kg/h로 연간 365일 운전을 한다고 가정을 하면, 5,056ton/year의 MDO(Marine Diesel Oil)가 소비된다. 2012년 6월5일 기준 MDO 단가는 \$851.5이므로 연평균 연료비를 \$800로 기준 하였을 때 발전기의 연료비는 연간 \$4,045,018가 된다.

Table 3.4에서는 발전기의 부하에 따른 연료 소비량을 나타내고 있다. 외부로부터 추가적으로 약 1,500kW의 전력을 공급받아 발전기의 부하를 50%로 줄여서 운전을 하게 된다면, 연료 소비량은 약 54%로 줄어들어

311.4kg/h가 된다. 마찬가지로 연간으로 환산하면 2,328ton/year의 연료 절감 효과가 있게 되는데, \$800기준으로하면 연간 \$1,862,726의 연료비 절감효과가 발생하게 된다. 즉, 유기 랭킨시스템의 발전단가를 기존의 가스 터빈 발전기를 기준으로 하여 최고단가인 약\$1,000/kW를 기준으로 계산하게 되면 1,500kW급의 터빈 발전기는 \$1,500,000이 되므로 약 10개월을 운전하면 투자비를 회수할 수 있다는 결론을 얻을 수 있다.

Table 3.4 Fuel oil consumption of 3,000kW marine diesel engine generator

| Load [%] | 25 | 50 | 75 | 100 |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Engine Load [kW] | 750 | 1,500 | 2,250 | 3,000 |
| Fuel Oil Consumption [kg/h] | 170.4 | 311.4 | 444.6 | 577.2 |

따라서 본 논문에서는 선종별로 차이는 있을 수 있으나 선박의 엔진으로부터 배출되는 배기가스와 냉각수의 열량을 해석하고, 이러한 열을 회수하여 유기랭킨 사이클 발전시스템을 구동함으로서 기존의 디젤 발전기의 부하를 대체하여 선박의 에너지 효율을 높이고 연료비를 절감할 수 있는 방안을 고려 하고자 한다.

3.4 운항선 엔진의 열수지 분석

1.2절의 Fig. 1.10에서 대략적인 엔진의 열수지 도표를 확인하였지만, 현재 운항 중인 8,500TEU급의 초대형 컨테이너선에 적용된 메인엔진의 출력과 소모되는 냉각수의 용량을 분석하여 선박의 연료로부터 얼마만큼의 열에너지가 소비되어지는지 확인하여 본다.

엔진은 MAN B&W사의 12K98ME-C7 모델로 샤프트(Shaft)에서 연속최대출력(MCR: Maximum Continuous Rate)은 72,240kW 이다. 실제 계측된 연료 소비량(Fuel Oil Consumption: FOC)은 약 13,250 kg/h이다. 선박용 병커-C유의 발열량이 약 41,800kJ/kg이므로 연료로부터 발생하는 총열량을 kW로 환산하면 153,800kW가 된다. 이 연료로부터 공급되는 총열량으로부터 엔진의 축마력과 냉각수 등으로 배출되는 열량을 빼면 배출되는 배기가스의 열량도 확인할 수 있을 것이다.

MCR조건에서 에어냉각기(Air Cooler)의 성능데이터를 확인하여 보면 Table 3.5와 같다. 이때 발생하는 열량은 29,750kW가 된다.

Table 3.5 Performance data & heat dissipations of air cooler

| Air amount total [kg/h] | Scavenge air pressure [kPa] | Air temp. after t/c [°C] | Scavenge air temp. [°C] | Air cooler heat total [kW] |
|-------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|----------------------------------|
| 686,000 | 375 | 192.0 | 37.0 | 29,750 |

Table 3.6에서는 냉각기에서 배출되는 열과 기타 열전달에 의한 열량을 확인할 수 있다

Table 3.6 Heat dissipations of Cooler

| Engine shaft power [%MCR] | Jacket water cooler heat [kW] | Lube oil cooler heat [kW] | Radiation/ Convection heat [kW] |
|---------------------------|-------------------------------|---------------------------|---------------------------------|
| 100 | 8,480 | 5,840 | 820 |

전체 연료에서 발생하는 발열량이 153,800kW이므로 공급되는 연료의 총열량을 100%로 할 때 디젤엔진에서 발생하는 축마력이 72,240kW이므로 약47%가 되고, Table 3.5과 3.6에 따라, Air cooler로 19.3%, Jacket Cooler로 5.5%, L.O Cooler로 3.8%, 기타 열전달로 0.5%가 소비되어진다. 따라서 남는 열량은 23.8%가 되므로 이 양이 배기가스로 배출되는 열량이 된다. Table 3.7에서 전체 연료 발열량으로부터 소비되어지는 열량을 비율로 확인할 수 있다.

Table 3.7 Engine heat balance of 8,500TEU Container vessel

| 항목 | 열량 [kW] | 비율 [%] |
|---------------|------------|-----------|
| 연료 발열량 | 153,800 | 100.0 |
| 엔진 | 72,240 | 47.0 |
| Air cooler | 29,750 | 19.3 |
| Jacket Cooler | 8,480 | 5.5 |
| LO cooler | 5,840 | 3.8 |
| 복사/전도 | 820 | 0.5 |
| 배기가스 | 36,670 | 23.8 |

3.5 선박 엔진의 배기가스

일반 상선의 주 추진 기관으로는 주로 저속디젤엔진이 적용 된다. 이 디젤 엔진으로부터 연료가 연소되어 배출되는 배기가스는 터보 차저 (Turbo-charger) 후단에서 약 200℃ 이상의 고온으로 배출된다. 이러한 배기가스의 압력을 이용하여 파워터빈의 구동하고 폐열을 회수 하여 보일러의 이코노마이저의 열원으로 재활용하여 스팀을 생성하고 이를 이용하여 터빈을 가동하여 전력을 발생시키거나 보일러의 효율을 높이는 시스템들이 다양하게 적용되어지고 있다. Fig. 3.5는 기존의 배기가스 폐열회수 시스템의 개략도를 나타내고 있다.

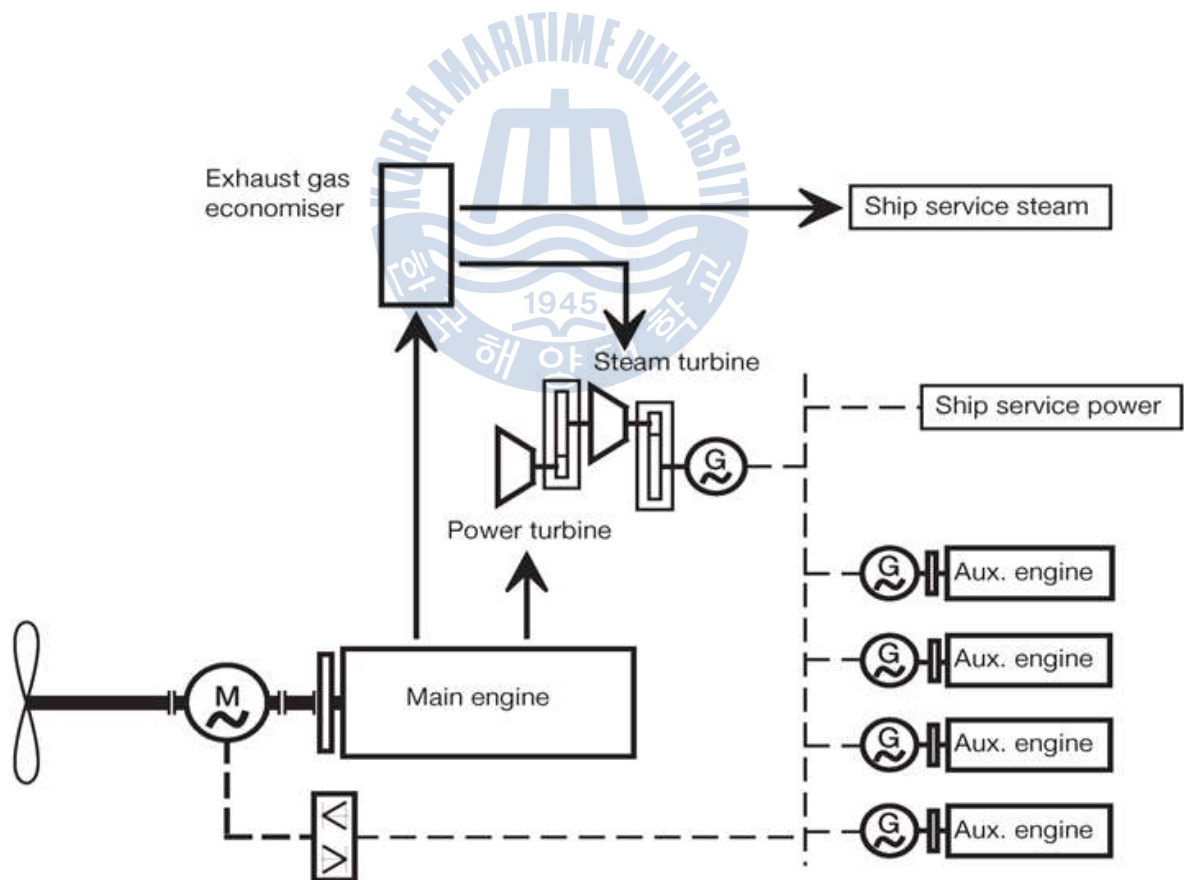


Fig. 3.5 Example of WHRS consist of steam turbine with power turbine

현재 건조되어 운항중인 8,500TEU 급의 컨테이너선박에 적용되는 주 기관의 사양을 조사하여 보면 다음과 같다.

- 1) MAIN ENGINE : 12K98ME-C
- 2) SMCR(100% Power) : 72,240 kW × 104.0 r/min
- 3) NCR(80% Power) : 57,792 kW × 96.5 r/min
- 4) Cooling System : Central fresh water cooling system
- 5) Ambient reference condition
 - Sea water temperature : 32℃
 - Central water outlet temperature : 36℃
 - Tropical ambient Air temperature: 45℃

선박에서는 엔진으로 부터 배출되는 배기가스의 폐열을 회수하여 이코노마이저에서 스팀을 발생시켜 운항중에 필요한 연료 및 온수의 가열 등에 사용하게 되는데, Table 3.8에서는 이코노마이저에 공급되는 배기가스의 온도와 유량상태를 확인할 수 있다.

Table 3.8 에서 보는 바와 같이, 엔진으로부터 배출되는 배기가스는 외기 온도조건에 따라 차이가 있으나 이코노마이저후단에서 약 200℃ 이상의 고온과 약 600,000kg/h 이상의 질량 유량이 배출되는 것을 확인할 수 있다. 이러한 배기가스 온도는 일반적인 조건에서도 저온부식의 발생 온도인 약160℃까지 추가적인 열을 회수할 수 있음을 알 수 있다.

Table 3.8 Exhaust gas temperature and flow of EGB(Exhaust Gas Boiler)

| Engine Load | MCR | | NCR | |
|----------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Condition | Winter | Summer | Winter | Summer |
| Exh. gas amount [kg/h] | 755,900 | 655,700 | 698,300 | 605,800 |
| Steam production [kg/h] | 4,891 | 9,227 | 8,015 | 3,802 |
| Exh. gas inlet temp. [°C] | 217 | 273 | 208 | 265 |
| Exh. gas outlet temp. [°C] | 203 | 243 | 196 | 236 |

또한, 선박의 운항 중 이코노마이저는 배기가스 보일러(Exhaust Gas Boiler:EGB)로서 운전되어 연료를 연소하여 작동되는 보조 보일러 (Aux.Boiler)의 용량을 대체하게 된다. 실제 선박의 운항 중 스팀의 소비량을 합산하여 보일러와 배기가스 보일러의 용량을 산정하게 되는데, 겨울철 기준으로하면 배기가스 보일러를 100% 가동하고 보조 보일러를 10% 추가로 운전하여야 하는데, ISO 기준으로 하였을 때에는 보조보일러는 작동을 하지 않고 배기가스 보일러의 71%의 부하(Load)에서 요구되는 스팀을 공급할 수 있다. Table 3.9에서 상세 용량을 확인할 수 있다.

즉, ISO 기준으로 하면 일반적으로 운항 중에 이코노마이저에서 29%의 열량을 더 회수할 수 있는 조건이 된다. 이러한 추가적 열원을 활용하여 온도차를 이용한 유기랭킨사이클을 작동하면 에너지 회수율을 높일 수 있을 것이다.

Table 3.9 Steam consumption & boiler load under normal voyage

| 구분 | | ISO | WINTER |
|--------------------------|-----------------|---------|---------|
| Steam Consumption [kg/h] | | 3,697.3 | 3,776.1 |
| Aux. Boiler | Capacity [kg/h] | 6,000 | 6,000 |
| | Load [%] | 0 | 10 |
| Exh. Gas Boiler | Capacity [kg/h] | 5,234 | 3,148 |
| | Load [%] | 71 | 100 |



3.6 선박 엔진의 배기가스 열 해석

엔진의 배기가스에서 터보차저출구에서의 온도, 유량 조건에서 열교환기인 이코노마이저를 설치할 때 회수할 수 있는 열을 계산하여 재생 가능한 열용량을 계산한다.

Fig. 3.6과같이 모델링을 하고 해석을 하였다. 엔진의 MCR운전 조건에서의 배출되는 배기가스의 온도와 압력을 250°C , 130kPa 로 정의하고, 그때의 배기가스 유량을 $665,700\text{kg/h}$ 로 정의하였을 때, 열 교환기를 설치하여 열을 회수할 수 있는 열량은 열교환기의 효율에 따라 변화하게 될 것이지만, 단순히 재생 가능한 열량을 확인하기 위하여 배출 되는 온도 조건을 160°C 로 가정하였을 때의 열량과 입 출구에서 발생 하는 열량은 $62,885,627\text{kJ/h}$ 가 된다.

여기서 발생하는 열을 회수하여 에너지로 변환하여 발전을 하게 된다면, 선박의 에너지 효율을 향상 시킬 수 있을 것이다. 상세 해석 결과는 Table 3.10과 같다.

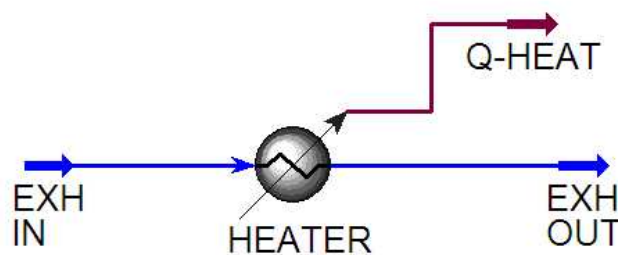


Fig. 3.6 Modeling of exhaust gas heater

Table 3.10 Condition of exhaust gas heater

| Name | EXH IN | EXH OUT |
|--------------------------------------|----------------|----------------|
| V.F. | 1 | 1 |
| T [°C] | 250 | 160 |
| P [kPa] | 130 | 120 |
| F _{mol} [kgmole/h] | 21,219 | 21,219 |
| F _{mass} [kg/h] | 665,700 | 665,700 |
| F _{liq} [m ³ /h] | 820 | 820 |
| Q [kJ/h] | -1,601,005,970 | -1,663,891,597 |
| h _{mol} [kJ/kgmole] | 75,450 | 78,414 |
| s _{mol} [kJ/kgmole-C] | 173 | 168 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -2,405 | -2,499 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 6 | 5 |

여기에서 배기가스의 In/Out 열량의 차이는 작동유체와 열 교환하는 열량이 되므로 이를 또 다른 열원으로 정의할 수 있다. 따라서 여기서 발생하는 열원인 Heat flow의 차이로 발생 하는 열량인 63,266,255 kJ/h로부터 30%인 18,979,876kJ/h를 회수한다고 가정하였을 때, 그 열량으로 TFEA를 작동유체로 하는 랭킨사이클을 구성하여 터빈을 구동하면 Fig. 3.8과 같이 모델링하여 해석결과 약 850kW급의 출력을 갖는 발전 시스템을 구성할 수 있다.

이러한 조건으로 배기가스의 유량과 온도 따른 열량변화를 확인 하여 보면 다양한 엔진 타입별로 얼마만큼의 열량이 버려지고 있는지를 확인할 수 있다.

Fig. 3.7에는 배기가스의 온도가 250℃의 조건하에서 배기가스 배출량을 300,000kg/h에서 800,000kg/h까지 정의 하였을 때 열 교환하는 온도차 (ΔT)에 따라 배출되는 열량을 해석한 결과이다.

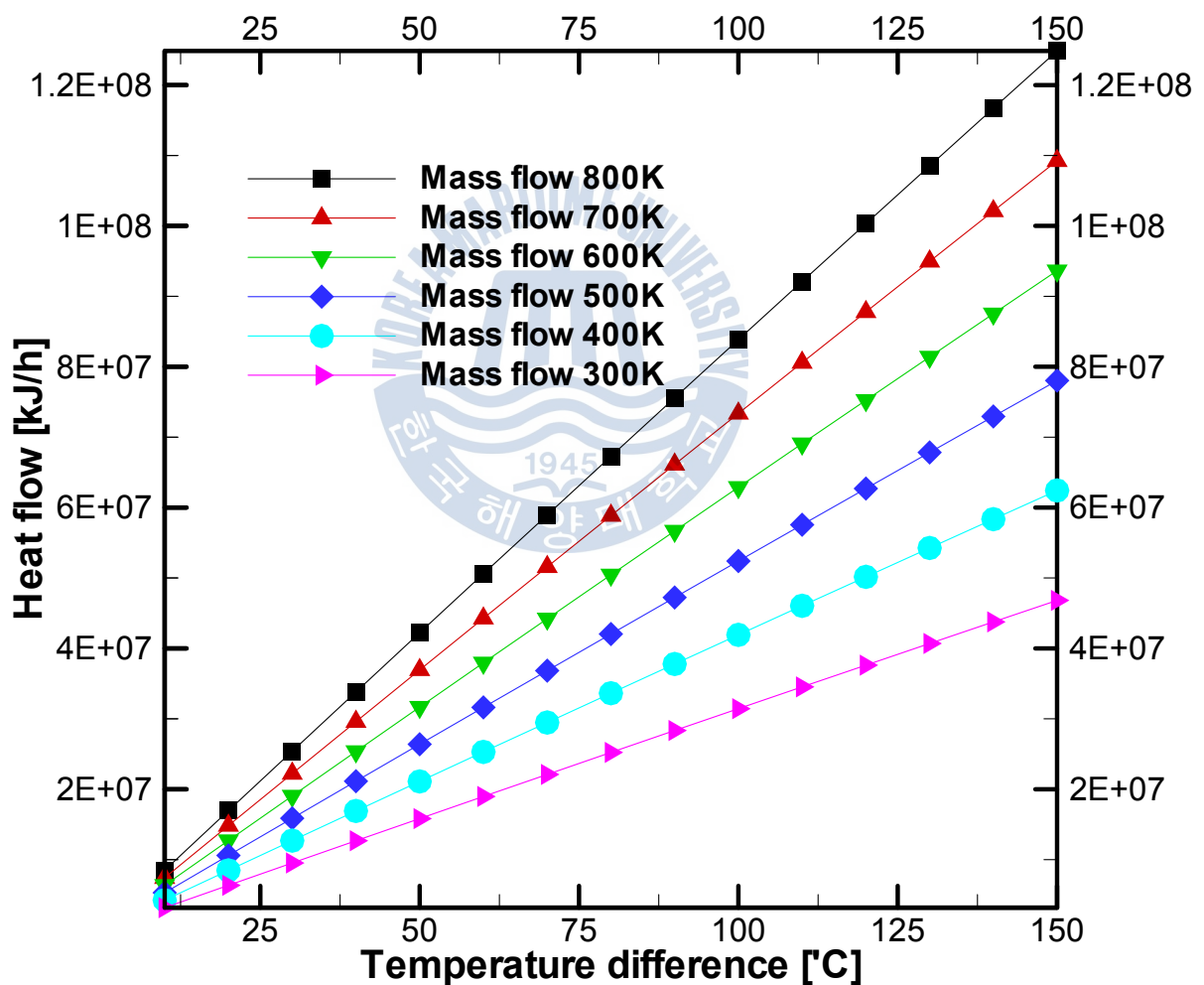
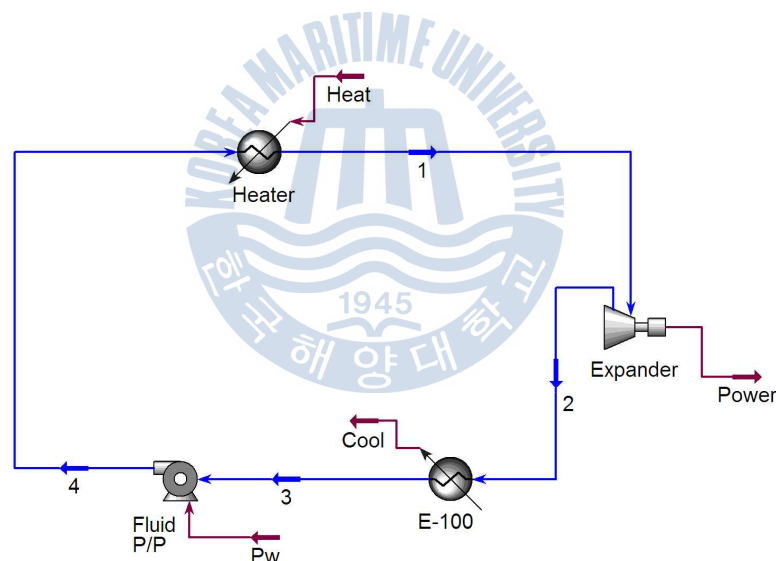


Fig. 3.7 Distribution of exhaust gas heat flow by ΔT

결과를 보면 유량과 온도차이가 증가할수록 배출 열량이 급증하는 것을 알 수 있다. 온도차가 50℃일 때 배기가스 유량이 300,000kg/h에서 15,833,341kJ/h, 배기가스 유량이 800,000kg/h 에서는 42,222,243kJ/h의 열량이 배출되고 있는 것을 확인할 수 있다. 단위 환산하면 4,398kW 와 11,728kW의 양이 된다.

따라서 선박으로 부터 배출되는 배기가스의 열에너지를 회수하기 위하여 엔진의 종류와 배기가스의 온도 그리고 냉매의 변화에 따라 최적의 시스템을 구성하게 되면 에너지 회수 효율을 높이면서 보다 친환경적인 선박의 발전 시스템을 구현할 수 있을 것이다. 보다 상세한 열 해석 및 시스템 구성은 제5장에서 다루기로 한다.



| | | Streams | | | | | | | |
|------------------------|-----------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------|------------|------------|------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | Heat | Pw | Power | Cool |
| Vapour Fraction | | 1.0000 | 1.0000 | 0.0000 | 0.0000 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Temperature | C | 160.7 | 61.15 | 35.00 | 35.36 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Pressure | kPa | 1190 | 22.91 | 17.91 | 1200 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Molar Flow | kgmole/h | 368.8 | 368.8 | 368.8 | 368.8 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Mass Flow | kg/h | 3.690e+004 | 3.690e+004 | 3.690e+004 | 3.690e+004 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Std Ideal Liq Vol Flow | m3/h | 26.70 | 26.70 | 26.70 | 26.70 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Heat Flow | kJ/h | -3.032e+008 | -3.064e+008 | -3.223e+008 | -3.222e+008 | 1.898e+007 | 4.340e+004 | 3.122e+006 | 1.590e+007 |
| Molar Enthalpy | kJ/kgmole | -8.221e+005 | -8.306e+005 | -8.737e+005 | -8.736e+005 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |

Fig. 3.8 Example of exhaust gas ORC generating system

3.7 선박의 냉각 시스템

선박의 냉각 시스템은 Fig. 3.9에서와 같이 중앙 집중식 냉각시스템으로 구성되어 상대적으로 고온인 주기관의 재킷 냉각수(Jacket cooling water)와 기타 보기들의 냉각수를 청수로 폐순환 하는 사이클을 구성 하고, 이 냉각수는 판형 열교환기인 저온 청수 냉각기(LT Cooling fresh water Cooler)에서 선박의 외부로부터 공급되는 해수에 의하여 열 교환하여 냉각하여 선외로 배출되어진다. 이때 엔진의 재킷 냉각수의 배출 온도는 약 82℃의 고온으로 배출되어 진다. 이러한 엔진 및 보기의 냉각수는 중앙 집중식 해수 열교환기에서 약 55℃의 온도로 해수와 열 교환하고 약 35℃로 순환되어 폐순환루프로 냉각수로 사용되어진다.

한편 선저로 부터 공급된 해수는 Fig. 3.10에서와 같이 해역의 수온조건에 따라 차이가 있을 수 있으나 약 30℃로 가정하였을 때 중앙 집중식 해수 열교환기와 열 교환 후 선 외변으로 약 50℃로 배출 되게 된다. 이때, 해수의 온도 차이는 약 20℃정도가 발생하게 된다. 이러한 온도 차이는 일반적인 심층수를 이용한 해수 온도차 발전의 작동범위와 유사하게 하게 되므로, 온도 차이의 열에너지 차이를 이용하여 발전을 통한 에너지 재생이 가능하여 진다.

또한, 선박의 냉각수는 스쿠프를 설치할 경우 운항 중에는 별도의 펌프 동력원 없이 선박의 자체 추진력에 의하여 선저로부터 해수를 유입하여 냉각수로 활용할 수 있으므로 에너지 재생 효율을 높일 수 있을 것이다.

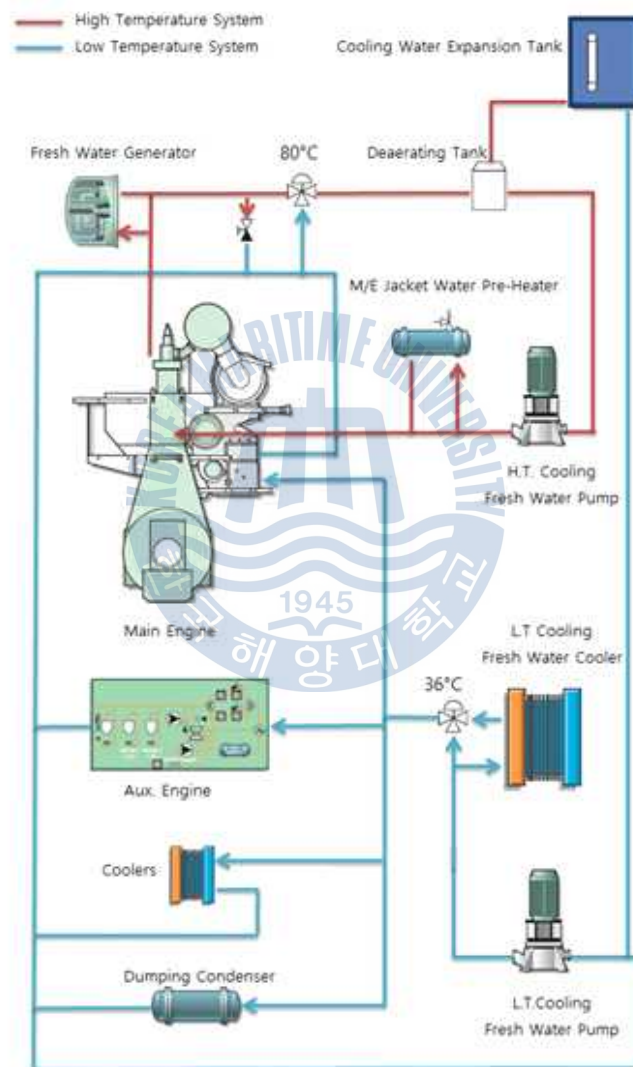


Fig. 3.9 Diagram of fresh water cooling system of ship

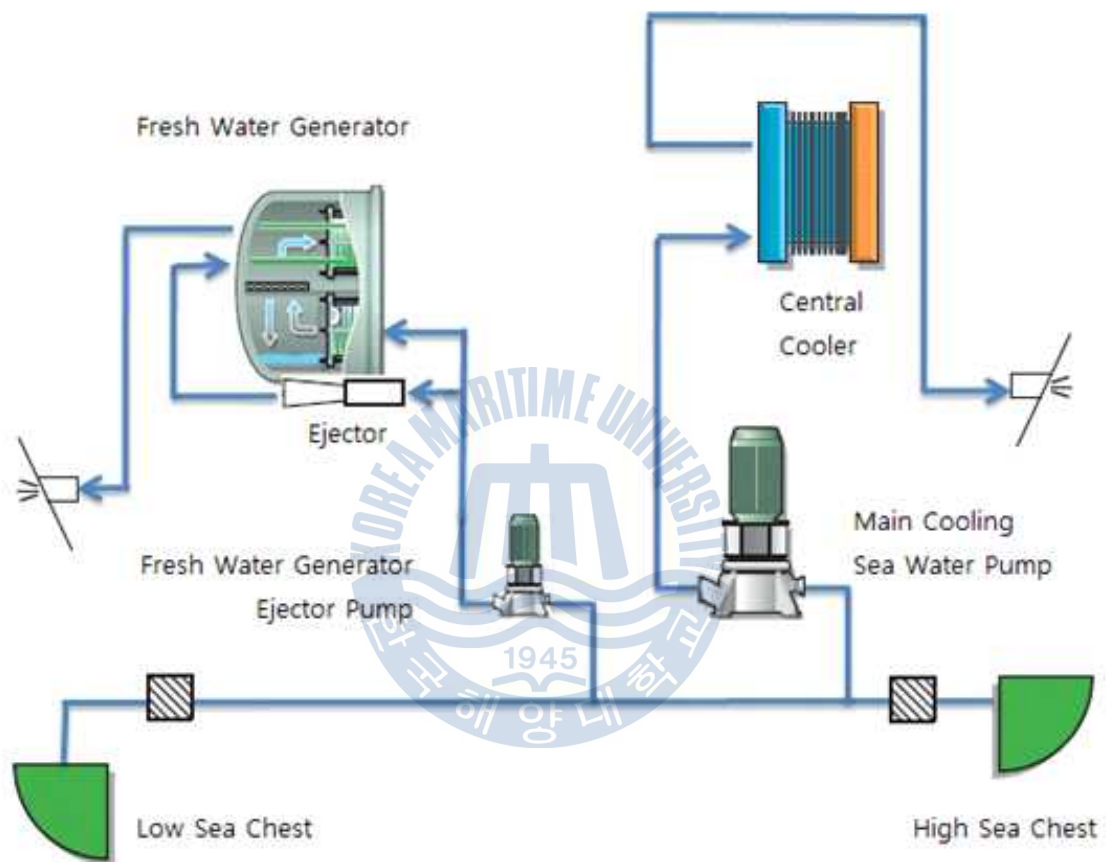


Fig. 3.10 Diagram of sea water cooling system of ship

3.8 선박의 냉각 시스템 열 해석

선박의 엔진 및 보조기계의 냉각수인 중앙 집중식 청수 냉각시스템에서 해수와 열 교환 되는 냉각수의 열량을 확인하여 냉각에 필요한 해수의 용량 및 얻어지는 열량을 확인할 수 있다. Fig. 3.11과 같이 모델링을 하고 해석을 수행하였다.

일반 대형 상선에 적용 되어지는 중앙 집중 냉각기(Central cooler)에 유입되는 청수의 온도와 유량을 약 55°C , $2,200\text{m}^3/\text{h}$ 로 정의하고, Cooler 출구 측의 온도를 약 35°C 로 정의 하였을 때, Cooler에서 열 교환되어 재생 가능한 열량 Q-COOL과 입 출구 냉각수의 열 상태를 확인한 결과 발생하는 냉각기에서 버려지는 열량 $189,643,036\text{kJ/h}$ 이 된다. 여기에서 발생하는 해수의 열을 다시 열원으로 사용하여 히트 펌프를 작동시킬 수 있다면 버려지는 열을 재생하여 에너지 효율을 최대화할 수 있을 것이다. 상세 해석결과는 Table 3.11에서 확인할 수 있다.

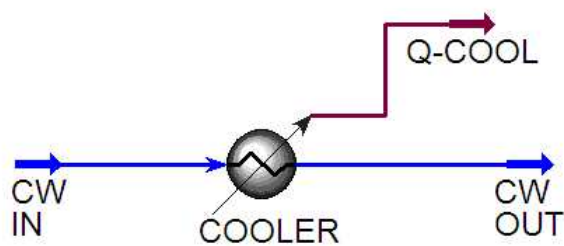


Fig. 3.11 Modeling of fresh water cooler

Table 3.11 Stream condition of fresh water cooler

| Name | CW IN | CW OUT |
|--------------------------------------|-----------------|-----------------|
| V.F. | 0.0 | 0.0 |
| T [°C] | 55.0 | 35.0 |
| P [kPa] | 350.0 | 340.0 |
| F _{mol} [kgmole/h] | 121,873 | 121,873 |
| F _{mass} [kg/h] | 2,195,569 | 2,195,569 |
| F _{liq} [m ³ /h] | 2,200 | 2,200 |
| Q [kJ/h] | -34,498,765,943 | -34,688,408,979 |
| h _{mol} [kJ/kgmole] | -283,069 | -284,625 |
| s _{mol} [kJ/kgmole-C] | 61.1 | 56.2 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -15,712 | -15,799 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 3.394 | 3.123 |

여기에서 다시 해수와 열 교환되어 선외 변으로 배출되는 해수의 열 상태를 확인 하여 실제 재생 가능한 열량을 알 수 있다. Fig. 3.12에서 청수 냉각 시스템과 해수 냉각 시스템이 선박의 중앙 집중 냉각기 (Central cooler)에 의하여 냉각 되는 시스템을 구성하였다.

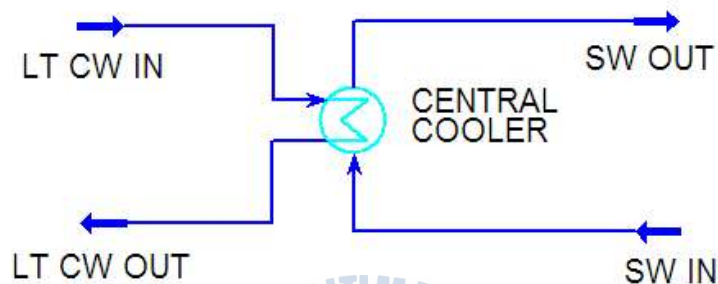


Fig. 3.12 Modeling of sea water central cooler

선박의 청수 냉각시스템(LT Cooling system)의 청수와 해수(SW) 냉각 시스템 열 교환하는 중앙집중식 냉각기(Central cooler)에서의 입·출구 해수 온도는 선박이 운항하는 해역의 해수의 온도에 차이가 있을 수 있으나, 기본적인 설계 조건인 약 30℃를 기준으로 정의를 하면 출구의 온도는 약 51℃, 그때의 유량은 2,100 m³/h 이다. 이때의 열교환기의 UA는 42,135,940KJ/C-h 이다. 상세 해석결과는 Table 3.12과 같다.

Table 3.12 Overall performance condition of central cooler

| Central Cooler | |
|-------------------------------------|-------------|
| Duty [kJ/h] | 189,643,036 |
| UA [kJ/C-h] | 42,135,940 |
| $F_{\text{mass}}(\text{CW})$ [kg/h] | 2,195,569 |
| $F_{\text{mass}}(\text{SW})$ [kg/h] | 2,095,771 |
| $T(\text{CW}_{\text{in}})$ [°C] | 55.0 |
| $T(\text{CW}_{\text{out}})$ [°C] | 35.0 |
| $T(\text{SW}_{\text{in}})$ [°C] | 30.0 |
| $T(\text{SW}_{\text{out}})$ [°C] | 51.0 |

여기에서 배출되는 해수의 입·출구 열량의 차이를 작동유체와 열 교환하는 열량으로 보았을 때, 이를 또 다른 열원으로 정의할 수 있다. 따라서 여기서 발생하는 열량(Heat flow)의 차이인 189,643,036kJ/h 의 열량에서 30%인 56,892,911kJ/h의 열을 회수한다고 가정하였을 때, 그 열량으로 암모니아를 작동유체로 하는 랭킨사이클을 구성하여 Fig. 3.14와 같이 모델링하여 해석결과 약 700kW급의 출력을 갖는 발전 시스템을 구성할 수 있다.

이러한 발전 용량은 일반선박의 비상발전기 출력과 유사하므로, 선박의 엔진 및 보조기계의 냉각수를 재활용하여 발전 시스템을 구성할 수 있음을 시사하고 있다. 그러나 상대적으로 배기가스에 비하여 많은 냉매 유량이 요구 되므로 온도와 냉매의 변화에 따라 최적의 시스템을 구성을 하고 에너지 회수 효율 높일 수 있는 방안을 더 연구 하여 보기로 한다.

이러한 조건으로 배출되는 해수의 유량과 온도에 따른 열량변화를 확인하여 보면 다양한 엔진 타입별로 얼마만큼의 열량이 버려지고 있는지를 확인할 수 있다.

Fig. 3.13은 배출되는 해수의 온도가 60℃의 조건하에서 배출되는 해수량을 1,000m³/h에서 3,000m³/h까지 정의 하였을 때 열 교환하는 온도차(ΔT)에 따른 열량을 해석한 결과이다.

결과를 보면 유량과 온도차이가 증가할 수 록 배출 열량이 급증하는 것을 알 수 있다. 온도차가 20℃일때 냉각수의 유량이 1,000m³/h에서 86,263,266kJ/h, 냉각수의 유량이 3,000m³/h 에서는 258,789,798kJ/h의 열량이 배출되고 있는 것을 확인할 수 있다. 단위 환산하면 23,962kW 와 71,886kW의 많은 양이 된다.

이와 같이 저온이지만 많은 열량이 냉각시스템을 통해서 배출되고 있

는 것을 확인할 수 있다. 따라서 앞서 보았던 배기가스를 열원으로 하는 랭킨사이클의 발전시스템과 냉각수를 열원으로 하는 발전시스템을 최적화하게 되면 보다 친환경적인 선박의 발전 시스템을 구현할 수 있을 것이다. 상세한 열 해석 및 시스템 구성은 제5장에서 다루기로 한다.

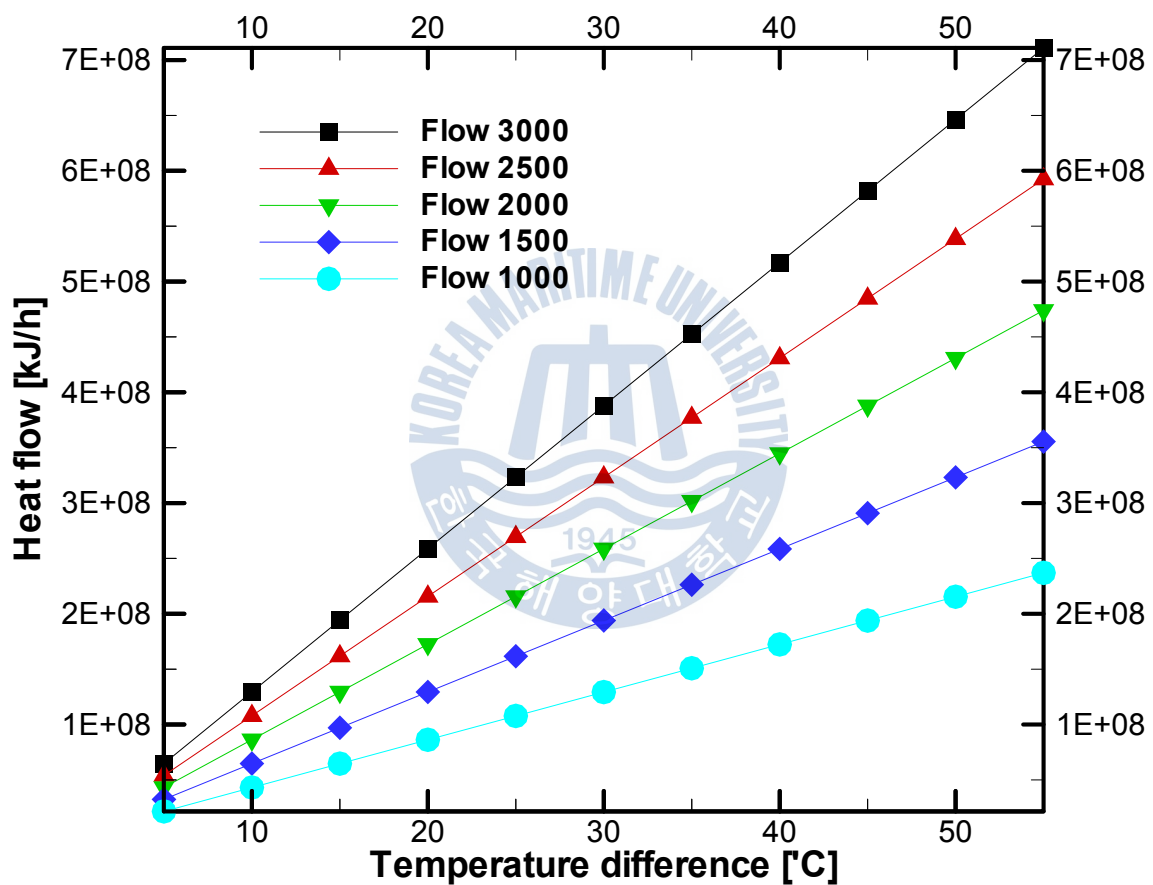
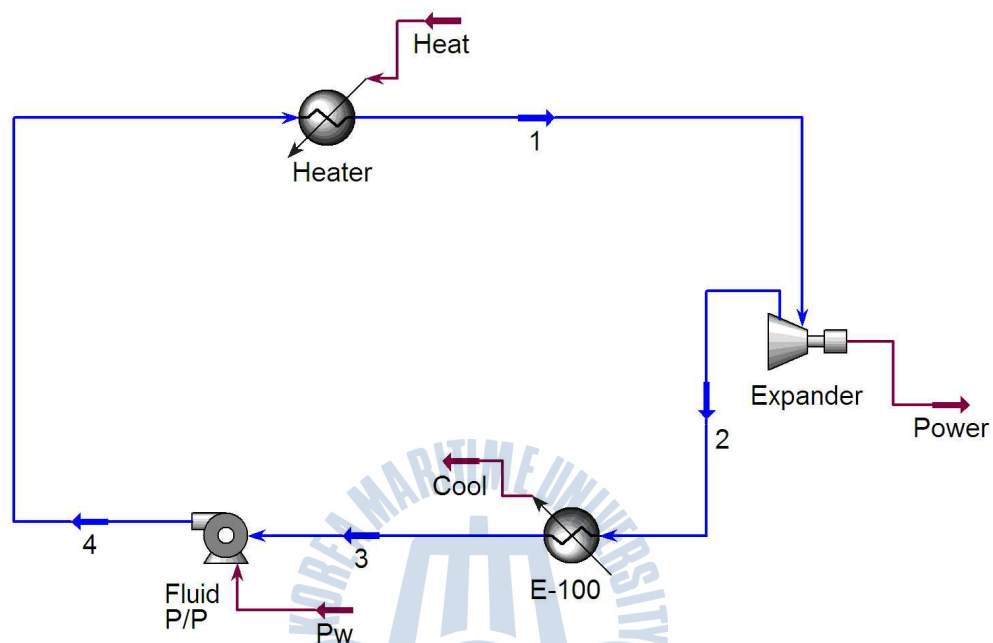


Fig. 3.13 Distribution of heat flow by ΔT



| | | Streams | | | | | | | |
|------------------------|-----------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------|------------|------------|------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | Heat | Pw | Power | Cool |
| Vapour Fraction | | 0.9996 | 0.9655 | 0.0000 | 0.0000 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Temperature | C | 54.93 | 35.13 | 35.00 | 35.46 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Pressure | kPa | 2290 | 1345 | 1340 | 2300 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Molar Flow | kgmole/h | 2852 | 2852 | 2852 | 2852 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Mass Flow | kg/h | 4.858e+004 | 4.858e+004 | 4.858e+004 | 4.858e+004 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Std Ideal Liq Vol Flow | m3/h | 78.85 | 78.85 | 78.85 | 78.85 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |
| Heat Flow | kJ/h | -1.310e+008 | -1.336e+008 | -1.880e+008 | -1.879e+008 | 5.689e+007 | 1.193e+005 | 2.535e+006 | 5.448e+007 |
| Molar Enthalpy | kJ/kgmole | -4.593e+004 | -4.682e+004 | -6.592e+004 | -6.588e+004 | <empty> | <empty> | <empty> | <empty> |

Fig. 3.14 Example of cooling water ORC generating system

제 4 장 선박에서의 ORC 발전 시스템

4.1 사이클의 개요 및 시스템 구성

선박의 배기가스에서 회수 가능한 열과 해수 냉각수에서 회수 되는 열을 재활용하여 이를 열원으로 하는 폐쇄형(Closed) 랭킨 사이클을 구동하여 열을 에너지로 변환하는 시스템의 구성이 가능하다.

고온의 배기가스에서 발생하는 열과 상대적으로 저온인 해수 냉각 시스템에서 배출되는 열을 한 개의 폐회로 시스템으로 구성하게 되면, 광범위한 온도 범위에서 작동가능한 작동유체(냉매)의 선정에 어려움이 있고 혼합 냉매를 적용하여 캐스케이드(Cascade)로 시스템을 구성하여야 하므로 시스템의 구성이 복잡하게 된다.

따라서 본 연구에서는 Fig. 4.1과 같이 서로 독립된 배기가스로부터 배출되는 폐열을 이용한 랭킨 사이클과, 냉각수로 배출되는 해수의 배출 열을 활용하는 랭킨 사이클을 별도로 구성하기로 한다.

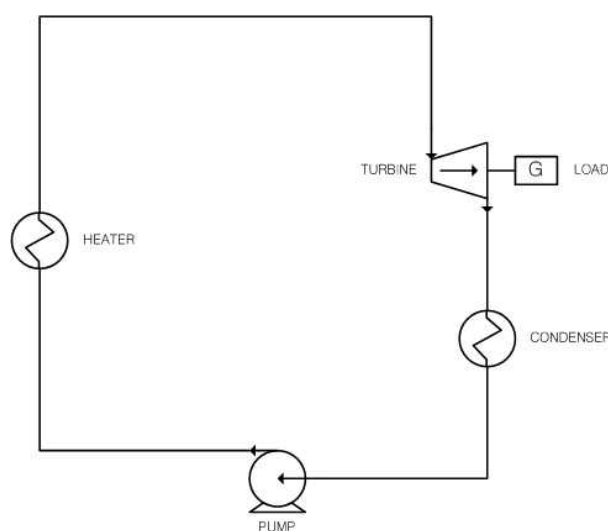


Fig. 4.1 Typical closed rankine cycle system

4.1.1 배기가스 ORC 발전 시스템 구성

선박의 엔진 또는 발전기 등의 배기구로 배출되는 고온의 배기가스 열을 회수하여 발전하는 시스템인 전형적인 유기냉매 랭킨사이클의 발전 장치를 구성하여 보면 Fig. 4.2와 같이 구성할 수 있다.

시스템을 구성하는 주요 장비는 다음과 같다.

- 1) 이코노마이저(Exhaust gas heater)
- 2) 터빈 발전기(Expander with generator)
- 3) 응축기(Condenser)
- 4) 분리장치 (Separator)
- 5) 작동유체 펌프(Fluid pump)
- 6) 해수 냉각 펌프(Sea water cooling pump)
- 7) 스쿠프(Scoop)

시스템은 크게 개회로(Open loop)인 해수 냉각계통과 폐회로(Closed loop)로 구성되어지는 작동유체 계통으로 나누어 질 수 있다.

작동유체는 펌프에 의해 가압되어 고온부의 열교환기인 이코노마이저로 압송되어진다. 엔진으로 부터 발생한 고온의 배기가스는 약 200°C 이므로 이와 열 교환되는 작동유체는 약 100°C 의 포화상태의 기체로 기화될 수 있다. 작동 유체 시스템의 운전 환경을 고려하면 100°C 이상의 증발 온도는 바람직하지 않다. 이코노마이저에서 증발된 기체는 포화 증기압의 압력으로 터빈을 구동 하게 된다. 이때의 구동 압력은 작동유체의 물성값에 따라 차이가 있게 된다. 터빈을 구동하여 일을 한 기체는 온도와 압력이 떨어지고 콘덴서에서 응축되어 다시 작동유체 펌프에 의해 가

압되어 순환되는 사이클을 구성하게 된다.

해수 냉각 계통은 선박의 해수유입구(Sea chest)로 부터 유입되는 해수는 운항 환경에 따라 차이가 있을 수 있으나, 적도대를 운항하는 경우 일반적으로 30°C 이나 동절기나 극 지역을 운항하는 선박에서는 약 5°C 도 가량의 저온의 냉각수를 얻을 수 있다. 일반적으로 해수 펌프를 운전 하게 되나 운항하는 선박의 경우 응축기를 선저에 충분히 낮은 구역에 배치하여 선 외변과 연결된 스쿠프(Scoop)배관을 선체외판에 부착하여 설치하게 되면 선박의 운항하는 속도에 의하여 자연적으로 해수의 유입이 발생하게 되어 발전 효율을 높일 수 있을 것이다.

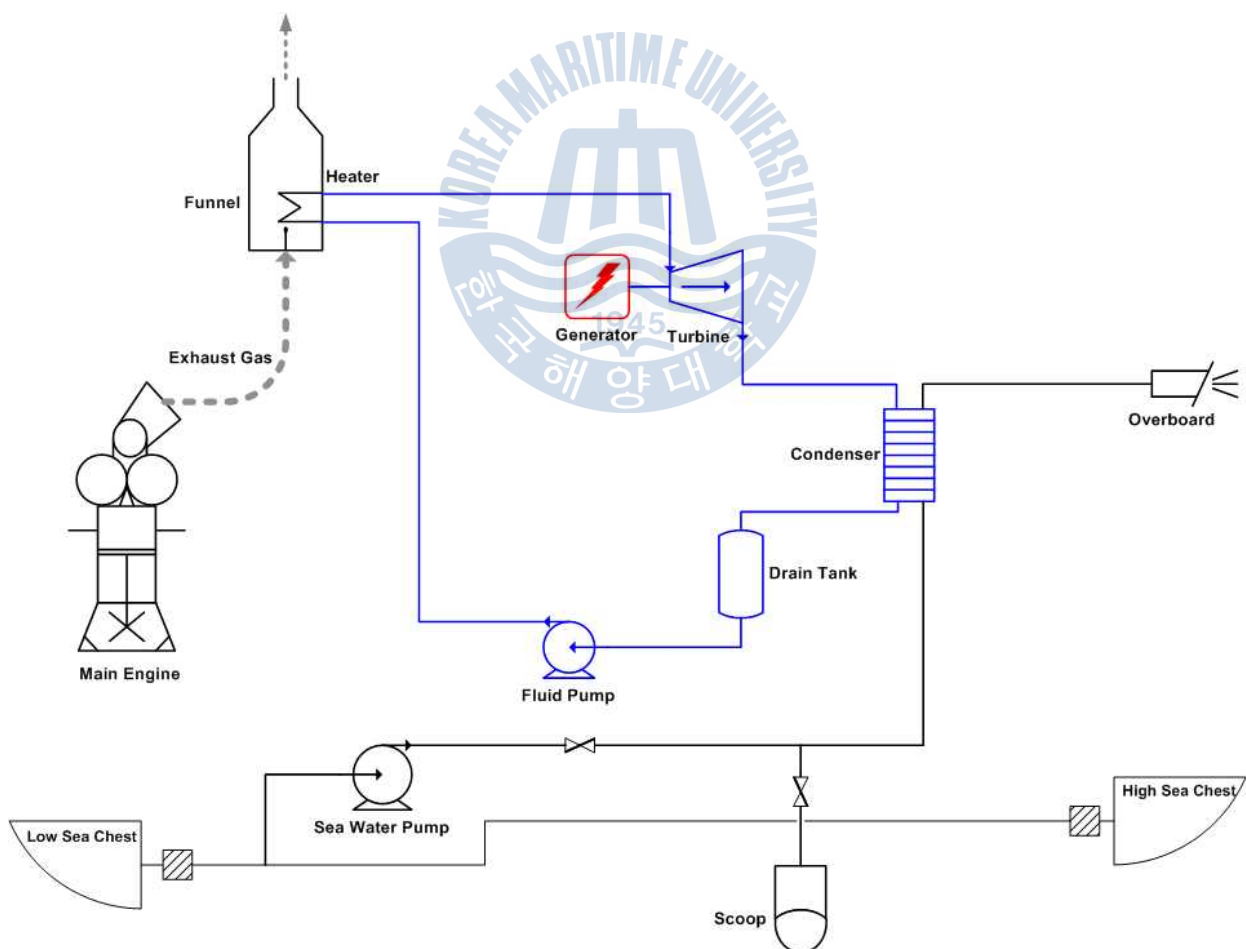


Fig. 4.2 Concept of exhaust gas ORC generating system

4.1.2 냉각시스템 ORC 발전 시스템 구성

선박의 엔진의 냉각수 및 보조기기의 냉각수의 냉각 후 배출되는 해수 냉각시스템의 출구 측의 해수는 약 50℃ 정도로 입구 측의 해수 온도와 약 20℃ 가량의 온도차가 발생하게 된다. 이는 심층수를 활용한 해수온도차 발전 기술인 OTEC(Ocean thermal energy conversion) 시스템과 유사한 시스템의 구성으로 겨울철 및 극지를 운항하는 선박의 냉각수 계통에서는 보다 높은 온도차가 발생하게 되므로 보다 높은 발전 효율을 얻을 수 있을 것이다. 이러한 선박의 해수 냉각 시스템에서 배출되는 배열을 회수하는 전형적인 랭킨사이클 발전장치를 구성하여 보면 Fig. 4.3과 같이 구성할 수 있다.

시스템을 구성하는 주요 장비는 다음과 같다.

- 1) 증발기(Evaporator)
- 2) 터빈 발전기(Expander with generator)
- 3) 응축기(Condensor)
- 4) 분리장치(Separator)
- 5) 작동유체 펌프(Fluid pump)
- 6) 해수 냉각 펌프(Sea water cooling pump)
- 7) 스쿠프(Scoop)

시스템은 크게 개회로인 해수 냉각계통과 폐회로로 구성되어지는 작동유체 계통으로 나누어 질 수 있다.

작동유체는 펌프에 의해 가압되어 고온부의 열교환기인 증발기

(Evaporizer)로 압송되어진다. 선박의 청수 냉각 시스템으로 부터 발생하는 온도는 약 55°C 로 이를 냉각하고 배출되는 해수의 온도는 약 50°C 로 배출되게 된다. 증발기에서 증발된 기체는 포화 증기압의 압력으로 터빈을 구동 하게 된다. 이때의 구동 압력은 작동유체의 물성치에 따라 차이가 있게 된다. 터빈을 구동하여 일을 한 기체는 온도와 압력이 떨어지고 콘덴서에서 응축되어 다시 작동유체 펌프에 의해 가압되어 순환하는 사이클을 구성하게 된다.

해수 냉각 계통은 선박의 해수유입구(Sea chest)로 부터 유입되는 해수는 운항 환경에 따라 차이가 있을 수 있다. 적도대를 운항하는 경우 일반적으로 30°C 이나 동절기나 극 지역을 운항하는 선박에서는 약 5°C 도 가량의 저온의 냉각수를 얻을 수 있다. 이러한 온도 영역은 해양온도차 발전의 운전 영역으로 유기 랭킨 사이클로 저압 발전 시스템을 구성하면 선박의 에너지 효율을 높일 수 있을 것이다.

일반적으로 해수 펌프를 운전 하게 되나 운항하는 선박의 경우 응축기를 충분히 선저에 충분히 낮은 구역에 배치하여 선외변과 연결된 스쿠프 배관을 선체외판에 부착하여 설치하게 되면 선박의 운항하는 속도에 의하여 자연적으로 해수의 유입이 발생하게 되어 발전 효율을 높일 수 있을 것이다.

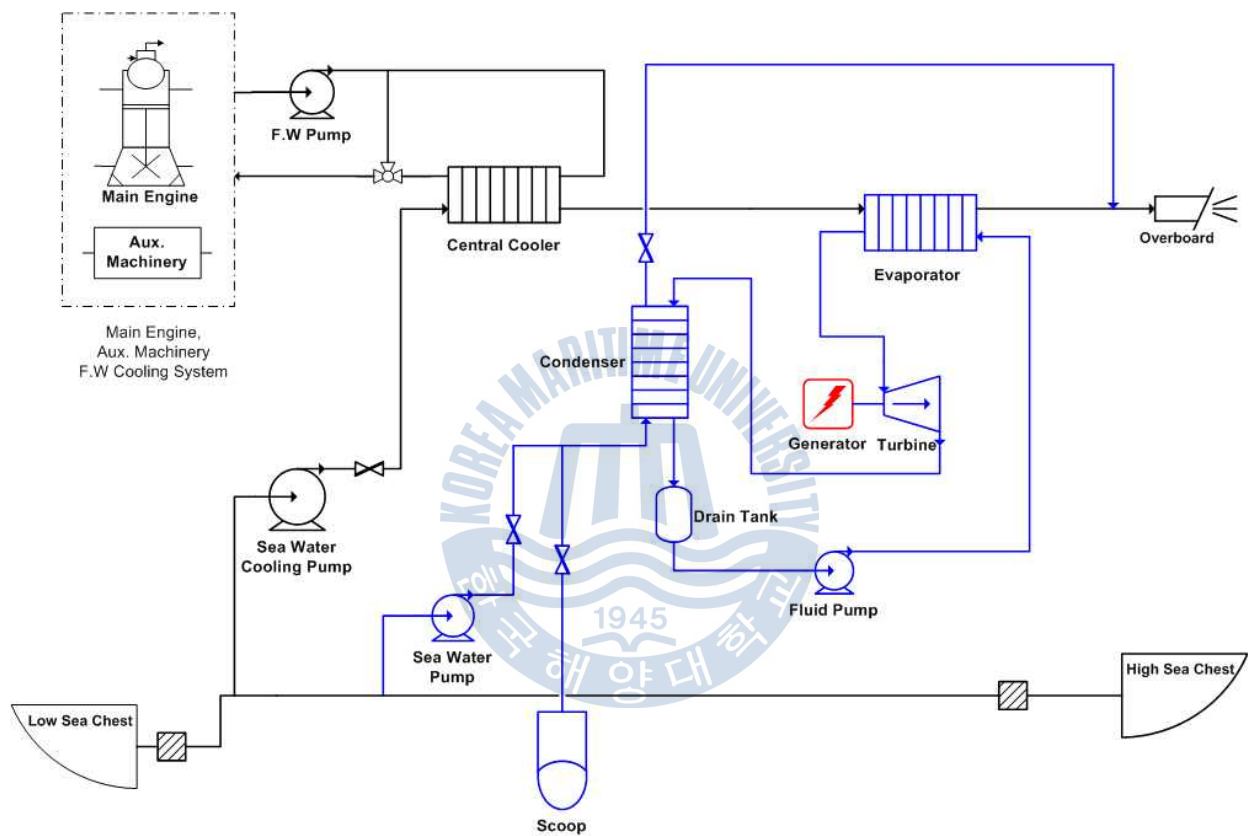


Fig. 4.3 Concept of sea water cooling ORC generating system

4.2 작동유체(냉매)의 종류 및 선정

일반적으로 냉매란 넓은 의미에서 냉각작용을 일으키는 모든 물질을 가리키며, 특히 냉동장치, 열펌프, 공기조화장치 및 온도차 열에너지 이용기관 등의 사이클 내부를 순환하면서 저온부(증발기)에서 증발함으로써 주위로부터 열을 흡수하여 고온부(응축기)에서 열을 방출시키는 작동유체를 가리킨다. 작동유체로서의 냉매는 시스템 내에서 증발 또는 응축의 상변화 과정을 통하여 열을 흡수 또는 방출하게 된다.

온도차 발전시스템에서의 작동 유체로서의 냉매는 냉동장치와 반대의 역할로 고온부에서 열을 흡수하여 증발 기체가 터빈을 구동하여 열에너지를 운동에너지로 변환하게 되고, 저온부에서 열을 방출하여 액화되는 상변화 과정을 거치게 된다.

일반적인 작동유체로서 구비해야할 조건을 기본적으로 살펴보면 열역학적인 측면에서는 주어진 열에너지를 최대한으로 이용할 수 있고 고효율로 동력을 회수할 수 있어야 한다. 경제적인 측면에서는 설비의 운전 보수비가 적어야할 것이다. 열원과 작동유체는 매우 다양하며 열원의 특성 및 온도, 설치장소 및 환경에 따라 최적의 유기 매체가 선정되어야 한다. 다음 조건은 작동유체가 갖추어야할 일반적인 특성이다.

가. 기본구성

- 시스템의 구성 기기 중 증발기에서 초고압이 되거나 응축기에서 초진공이 되어 시스템 설계 및 제작 상 어려움이 없도록 작동유체는 사용 온도 범위 내에서 적절한 증기압을 유지하여야 한다.
- 안정성 있게 증발온도를 높이기 위해 작동유체의 임계온도가 높아야 한다.

- 체적 유량을 줄여 시스템을 소형화 시키고 포화증기선의 특성을 위하여 작동유체의 분자량이 커야한다.

나. 열역학적 특성

- 단일 터빈에서 큰 동력을 얻기 위해 작동 유체의 열 낙차가 크고 방출 열손실을 줄이기 위해 증발 잠열이 작아야 한다.

- 같은 양의 작동유체의 열용량을 높이기 위하여 비열이 커야 한다.

다. 화학적 특성

- 장시간 같은 성능으로 작동유체가 작동될 수 있도록 화학적 열 안정성이 높아야 한다.

- 시스템 구동 중 발생하게 되는 수증기나, 가스, 오일 등에 의한 화학적, 물리적 변화가 있도록 이들에 대한 용해도가 낮아야 한다.

- 고온의 열원과 접촉하여 운영되는 작동유체는 누설 시에 발화의 위험을 막기 위해 인화성이 없어야 한다.

- 시스템 구동부인 터빈이나 펌프 등의 원활한 회전을 위하여 자기 윤활성을 가져야 한다.

라. 물리적 특성

- 열교환기의 크기를 줄여 시스템을 소형화하고 제작을 경제적으로 하기 위해서 열 전달율이 커야한다.

- 펌프에서의 동력과 배관 계통에서의 유체 저항을 줄이기 위해서 점성이 적어야 한다.

- 시스템을 소형화 시키고 유체 속도를 줄이기 위해서 밀도가 커야한다.

- 터빈에서 배관을 작게 하기 위해서 증기의 비체적이 작아야 한다.

마. 편의성

- 구입이 용이하며 가격이 저렴하여야 한다.
- 환경오염이 없어야하고 한다.
- 일반적으로 사용되는 재료와 화학 반응이 없이 공존성이 좋아야 한다.

사실 위에서 언급한 구비 조건을 다 만족시키는 이상적인 냉매는 존재하지 않는다. 시스템을 설계 시 적용 냉매를 선정할 때는 압축기의 종류, 증발온도와 압력 및 응축온도와 압력 등의 열역학적 모든 조건에 따라 장치의 성능을 신중히 고려하여야 하며, 특히 열전달 성능 이외에도 사용 조건하에서의 화학적 안정성, 인체에 대한 독성, 가연성, 폭발성, 대기 오염 문제, 가격, 냉동기유 및 사용 재료와의 적합성 등을 검토하여야 한다.

현재 선박에서의 온도차 발전시스템은 증발기의 온도가 약 200℃ 이상의 고온 발전 시스템과 증발기의 온도가 약 50℃인 저온 발전 시스템이 있으므로 여기에서는 온도 범위에 따라 지금까지 검토되고 적용되었던 냉매와 향후 적용 가능한 냉매들을 조사하여 보기로 한다.

냉매는 일반적으로 할로카본, 탄화수소, 유기화합물, 무기화합물 등 네 종류의 화합물 중 하나이다. 지금까지 주로 해수 온도차 발전에 적용되는 작동유체로는 열역학적 특성이 우수하고 높은 효율을 지닌 암모니아(R717)가 적용되었다. 암모니아는 제빙, 냉동, 냉장 등 산업용의 증기 압축식 및 흡수식 냉동기 작동유체로 널리 사용되어 왔다. 그러나 냉매로서의 암모니아는 작동압력이 다소 높고 인체에 해로운 특성을 지니고 있으므로 특별한 관리 및 특수 목적에만 이용되었다. 그러나 최근 오존층 파괴 등의 냉매의 규제로 인하여 암모니아에 대한 대체냉매 연구가 많이 수행되고 있다

할로카본 냉매는 메탄(CH_4) 및 에탄(C_2H_6)의 수소를 불소, 염소 또는 브롬으로 치환하여 만든 화합물이다. 이때에 치환한 할로젠 원자의 종류나 수에 따라 물리적, 화학적 성질이 순차적으로 변하기 때문에 사용조건에 따라 그에 알맞은 냉매를 선택할 수 있다.

냉매로 주로 활용되고 있는 할로카본은 크게 CFC, HCFC, HFC로 분류할 수 있는데, CFC는 염소, 불소 및 탄소로 구성된 '염화불화탄소'로서 R11, R12, R113, R114 및 R115 등이 이에 포함된다. HCFC는 구성 원자 중에 최소한 수소가 한 개 이상 포함되어 있는 '수소화염화불화탄소'로서 R22, R123, R124, R141b 및 R142b 등이 여기에 포함된다.

그러나 지구 온난화를 유발하는 성층권의 오존을 파괴하는 주요 인자인 염소의 사용 규제를 감안하면 CFC의 오존층붕괴지수가 이들 중에서 가장 높고 염소의 일부를 수소로 대체한 HCFC의 경우에도 CFC에 비해 오존층붕괴지수는 작지만 여전히 염소가 존재하므로 온도차 발전 시스템의 작동유체로서는 적절하지 못하다.

그러므로 대체 냉매로서 HFC 계열 즉, 수소, 불소 및 탄소로 구성된 '수소화불화탄소'가 염소가 없어 오존층을 전혀 파괴시키지 않으므로 작동유체로서 고려할 수 있으며 주요 HFC계열의 냉매로는 R32, R125, R134a, R143a 및 R152a 등을 들 수 있다.

단일냉매로 원하는 특성을 얻을 수 없는 경우 2개 이상의 순수냉매를 혼합한 혼합냉매를 이용하게 되는데 2개 이상의 냉매가 혼합되어 각각 개별적인 성격을 띠며, 등압의 증발 및 응축과정을 겪을 때 조성비가 변하고 온도가 증가 또는 감소되는 온도구배(Temperature gliding)를 나타내는 비공비냉매와 다른 두개의 순수물질을 혼합하였는데도 불구하고 등압의 증발 또는 응축 과정에서 기체와 액체의 성분비가 변하지 않으며, 온

도가 변하지 않는 공비혼합냉매가 있다.

일반적으로 두 성분으로 이루어진 비공비 혼합냉매를 사용하면 등압에서 증발이 일어날 때 온도가 상승하고 반대로 등압응축과정에서는 온도가 감소한다. 즉, 포화액체에서 포화기체상태로 변할 때 냉매의 온도상승 효과(온도구배)가 발생한다. 이와 같은 현상을 이용하면 열교환기의 열효율을 개선시킬 수 있다. 비공비 혼합냉매의 가장 큰 문제점은 2상 상태에서 냉매가 누설되는 경우 시스템에 남아 있는 혼합냉매의 조성비가 변한다는 것이다. 냉매가 2상 상태에서 누설되었을 때 증기압이 높은 성분이 먼저 누설되므로 새로운 조성비를 갖는 냉매가 시스템에 존재하게 된다. 따라서 냉매의 누설이 생겨 재충진을 하는 경우 시스템에 남아있는 냉매를 전량 회수한 후 새로이 냉매를 주입하여야만 한다. R22, R502 등의 대체냉매로 주요 비공비혼합냉매에는 R404a (R125/143a/ 134a;44/52/4), R407c(R32/125/134a;23/25/52), R410a(R32/125; 50/50) 등이 있다.

여러 가지 환경규제 및 대체 냉매로서의 조건을 고려하였을 때 선박의 온도차 발전에 적용 가능한 냉매로 R717암모니아와 혼합냉매를 제외한 R125, R134a, R143a, R152a등의 대체 냉매의 적용을 그 시스템의 온도 및 압력에 따라 검토할 것이다. 또한, 최근에는 육상 공장의 폐열을 회수하는 ORC의 작동유체로서 TFEA (Trifluoroethanol)와 R-365mfc (1,1,13,3-Pentafluorobutane) 65%와 Galden HT55(Perfluoropolyether) 35%로 혼합한 SES36 이라는 유기 냉매가 SOLVAY라는 업체를 통하여 개발되어지고 연구가 되고 있으므로 같이 검토를 하고자 한다.[21][22][23][24]

유기랭킨 사이클 시스템의 작동유체를 선정하는 중요한 기준이 되는 포화증기압 곡선을 보면 열원의 온도 범위에 따른 적용 가능한 작동유체를 확인할 수 있다. Fig. 4.4는 각 작동유체의 포화증기압 곡선을 나타내

고 있다. 암모니아와 HFC계열의 냉매를 보면 0~50℃범위에서 약 500~2,500kPa의 압력 분포를 확인할 수 있고, 알코올 계통의 SES36과 TFEA는 100~170℃의 범위에서 약 500~2,500kPa의 압력분포를 확인할 수 있다. 따라서 배기가스의 저온부식 우려가 없는 시스템에서는 온도 범위에 따라 고온과 저온에서 다단계로 배기가스 폐열을 회수하는 시스템을 구성할 수도 있을 것 이다.

실제로 LNG를 연료로 사용하는 발전소나 보일러에서는 배기가스의 온도를 약 80℃까지 낮추어 운전하여 배열을 회수하고 있다. 이러한 경우에도 유기랭킨 사이클을 추가로 구성하면 보다 에너지 회수율을 보다 높일 수 있을 것이다.

각 작동유체의 물성치 특성을 Table 4.1에서 확인할 수 있다



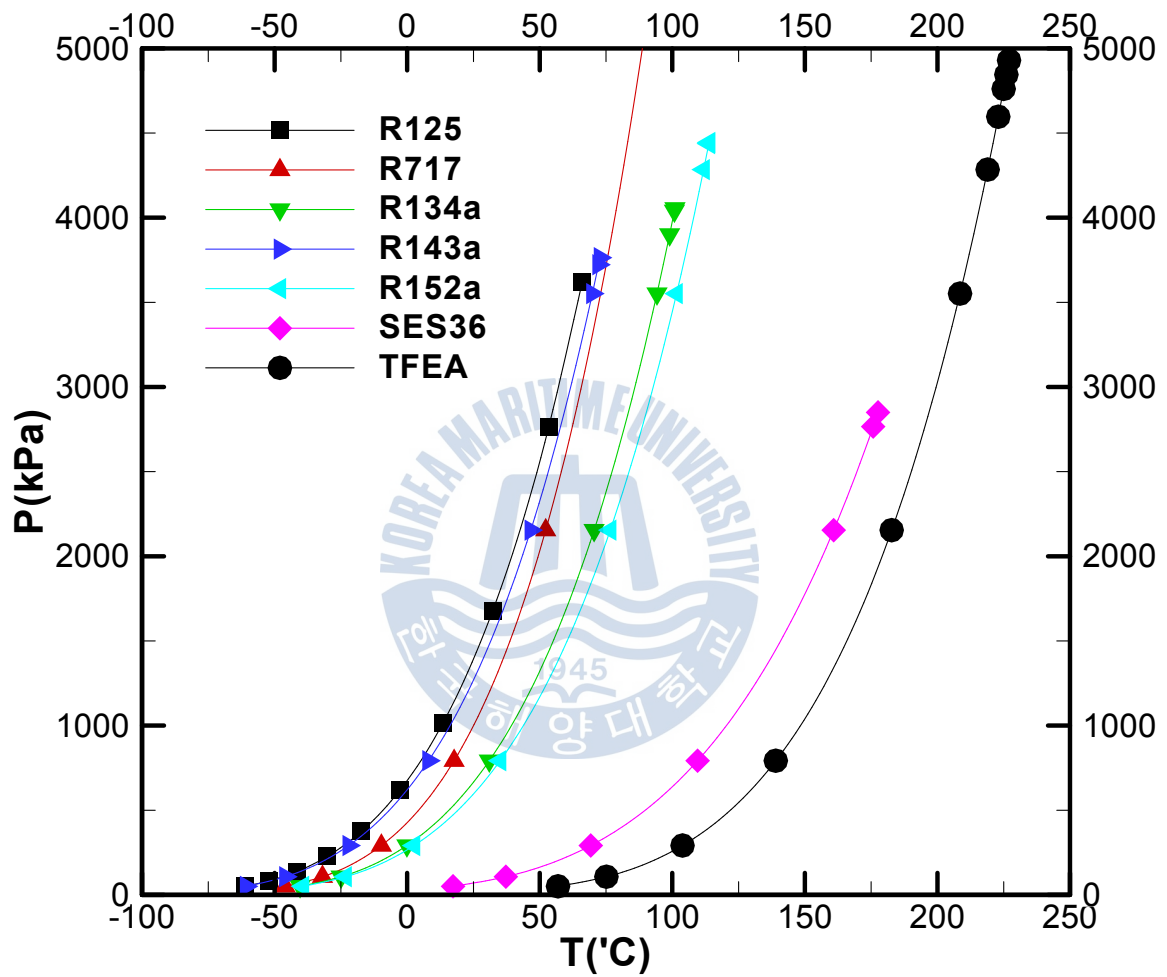


Fig. 4.4 Saturated pressure of fluid at the boiling temperature

Table 4.1 Thermodynamic property of refrigerant

| ASHPHRAE No. | R717 |
|-------------------------|-----------------|
| Name | Ammonia |
| MF | NH ₃ |
| MW | 17.03 |
| NBP[°C] | -33.45 |
| [kg/m ³] | 616.1 |
| T _{crit} [°C] | 132.4 |
| P _{crit} [kPa] | 11,284 |

| ASHPHRAE No. | TFEA |
|-----------------------------|--|
| Name | 2,2,2-Trifluoroethanol |
| MF | C ₂ H ₃ F ₃ O |
| MW | 100.04 |
| NBP[°C] | 77.8 |
| ρ [kg/m ³] | 1,391 |
| T _{crit} [°C] | 227 |
| P _{crit} [kPa] | 4,930 |

| ASHPHRAE No. | SES36 |
|-------------------------|--|
| Name | 1,1,1,3,3-Pentafluorobutane 65%, Perfluoropolyether 35% |
| MF | C ₄ H ₅ F ₅ ... |
| MW | 184.5 |
| NBP[°C] | 35.6 |
| [kg/m ³] | 1365.4 |
| T _{crit} [°C] | 177.55 |
| P _{crit} [kPa] | 2850 |

| ASHPHRAE No. | R125 |
|-----------------------------|--------------------------------|
| Name | Pentafluoroethane |
| MF | C ₂ HF ₅ |
| MW | 120 |
| NBP[°C] | -48.11 |
| ρ [kg/m ³] | 1,515 |
| T _{crit} [°C] | 66.02 |
| P _{crit} [kPa] | 3,620 |

| ASHPHRAE No. | R134a |
|-------------------------|--|
| Name | 1,1,1,2-Tetrafluoroethane |
| MF | C ₂ F ₄ H ₂ |
| MW | 102.0 |
| NBP[°C] | -26.22 |
| [kg/m ³] | 1,242 |
| T _{crit} [°C] | 101.0 |
| P _{crit} [kPa] | 4,055 |

| ASHPHRAE No. | R143a |
|-----------------------------|--|
| Name | 1,1,1-Trifluoroethane |
| MF | C ₂ H ₃ F ₃ |
| MW | 84.04 |
| NBP[°C] | -47.34 |
| ρ [kg/m ³] | 1168 |
| T _{crit} [°C] | 72.73 |
| P _{crit} [kPa] | 3,764 |

| ASHPHRAE No. | R152a |
|-------------------------|--|
| Name | 1,1-Difluoroethane |
| MF | C ₂ H ₄ F ₂ |
| MW | 66.05 |
| NBP[°C] | -25 |
| [kg/m ³] | 922.5 |
| T _{crit} [°C] | 113.9 |
| P _{crit} [kPa] | 4,444 |



제 5 장 선박 ORC 발전 시스템의 사이클 해석

5.1 배기가스 ORC 발전 시스템 사이클 해석

배기가스에서 배출되는 고온의 가스를 열원으로 작동유체를 증발 시키고, 저온의 해수로 냉각 되는 유체의 사이클에서 온도차로 발생하는 포화증기 압력의 차이에 터빈을 구동 하는 기본적인 폐쇄형(Closed) 랭킨사이클을 구성하면 Fig. 5.1과 같다.

작동유체의 흐름을 TFEA로 하여 시스템을 구성하였고, 시스템 시뮬레이션 수행을 위한 단위 유닛(Unit)별 모델의 계산 방법을 정의하고, 이에 따른 각 유체(Stream)의 프로세스의 속성(Property)과 시스템 해석 결과를 확인하여 본다.

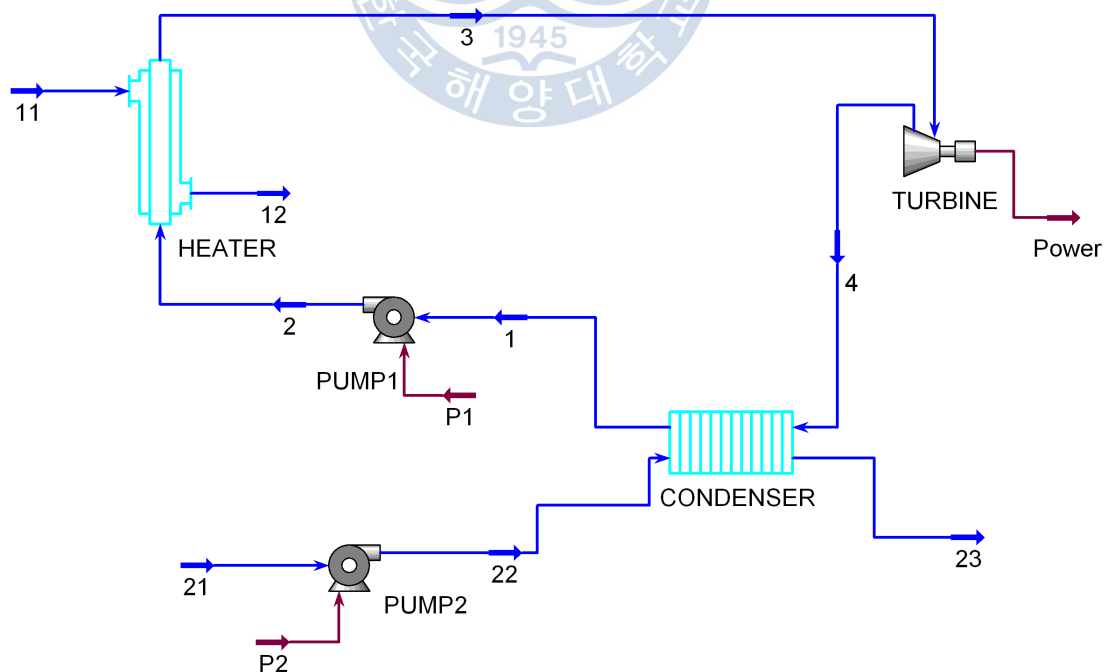


Fig. 5.1 Modeling of exhaust gas ORC generating system

5.1.1 가열기(Heater)

열교환기(Heat Exchanger)의 계산은 기본적으로 고온의 유체와 저온의 유체에서의 에너지 밸런스에 기초한다. 열평형(Heat Balance) 계산은 다음과 같이 수행되어 지며 열평형 오차(Balance error)는 0(Zero)이 되도록 계산되어야 한다.

Balance error

$$= (M_{cold}[H_{out}-H_{in}]_{cold}-Q_{leak})-(M_{hot}[H_{in}-H_{out}]_{hot}-Q_{loss}) \quad (5.1)$$

여기서,

M = Fluid mass flow rate

H = Enthalpy

Q_{leak} = Heat leak

Q_{loss} = Heat loss

열교환기를 통해서 전달된 총 열교환량 (Heat exchanger duty)는 총괄 열전달 계수와 열교환되는 면적과 대수평균온도차에 의하여 정의된다.

$$Q = UA\Delta T_M F \quad (5.2)$$

여기서,

U = Heat transfer coefficient

A = Surface area available for heat transfer

ΔT_{TM} = Log mean temperature difference (LMTD)

F_t = LMTD correction factor

열교환기의 기본 모델에 적용된 식은 다음과 같다.

$$M_{shell}(H_{in} - H_{out})_{shell} - Q_{loss} + Q = \rho \frac{d(VH_{out})_{shell}}{dt} \quad (5.3)$$

튜브(Tube) 측은,

$$M_{tube}(H_{in} - H_{out})_{tube} - Q = \rho \frac{d(VH_{out})_{tube}}{dt} \quad (5.4)$$

여기서,

M_{shell} = Shell fluid flow rate

M_{tube} = Tube fluid flow rate

ρ = Density

H = Enthalpy

Q_{loss} = Heat loss

Q = Heat transfer from the tube side to the shell side

V = Volume shell or tube holdup

시스템에서 가열기(Heater)에 유입되는 배기가스(11)의 성분(Component)은 공기(Air)를 기준으로 하였으며, 온도는 220℃, 압력은 230kPa, 질량유량(Mass Flow)은 터빈의 출력을 1,000kW를 기준으로 하여 755900kg/h로 정의 하였다. 입구 측(2)의 온도는 Cooler에서 30℃의 해수에 의하여 냉각, 응축된 후의 온도로 약 36℃가 된다. 이때 가열기의 성능을 보면 Table 5.1과 같다.

Table 5.1 Overall performance condition of Heater

| Heater performance | |
|--------------------------|------------|
| Duty[kJ/h] | 30,958,926 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA[kJ/°C -h] | 242,826 |
| Min.A[°C] | 120.0 |
| LMTD[°C] | 127.5 |
| T_{hp} [°C] | 220 |
| T_{cp} [°C] | 100 |

5.1.2 터빈(Turbine)

터빈의 효율은 실제 팽창 프로세스에서 발생하는 출력(Power)과 단열 팽창에서 발생하는 출력(Power)의 비율로 주어진다.

$$(\%) = \frac{PWR_{ideal}}{WR_{ctual}} \times 100\% \quad (5.5)$$

열역학적으로 기계적으로 가역 가능한 프로세스의 일은 다음 식으로 부터 표현될 수 있다.

$$W = \int V dP \quad (5.6)$$

여기서,

$W = \text{Work}$

$V = \text{Volume}$

$dP = \text{Pressure difference}$

터빈(Expander)의 실제 출력은 입/출구 유체의 열량(Heat flow) 차이와 동일하다. 따라서 다음과 같이 정의 된다.

$$PWR_{actual} = Q_{in} - Q_{out} \quad (5.7)$$

터빈의 아이센트로픽(Isentropic) 또는 폴리트로픽(Polytropic) 출력(Power)는 다음의 식으로 부터 계산되어 진다.

$$F(MW)^{\frac{n}{n-1}} CF \frac{P_1}{\rho_1} \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.8)$$

여기서,

n = Volume exponent

CF = Correction factor

P_1 = Pressure of the inlet stream

P_2 = Pressure of the exit stream

ρ_1 = Density of the inlet stream

ρ_2 = Density of the exit stream

F_1 = Molar flow rate of the inlet stream

MW = Molecular weight of the gas

여기서 용적지수(Volume exponent) n 은 다음과 같다.

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho'_2}{\rho_1}\right)} \quad (5.9)$$

CF (Correction factor)는 다음 식으로 계산 된다.

$$CF = \frac{h'_2 - h_1}{\left(\frac{n}{n-1}\right) \left(\frac{P_2}{\rho'_2} - \frac{P_1}{\rho_1}\right)} \quad (5.10)$$

여기서,

h'_2 = Enthalpy of the exit stream

h_1 = Enthalpy of the inlet stream

시스템에서 배기가스에 의해 가열된 작동유체는 가열기 출구(3)에서 배관의 단열 및 운전환경을 고려하여 100℃를 기준으로 하였고, 이때의 건도(V.F.)은 1.0인 포화상태로 정의하여 압력은 257kPa이 된다. 증발된 기체는 응축기(Condenser)에서 응축되는 압력 차이에 의하여 터빈을 구동하며 터빈은 발전기를 구동하여 3,599,999kJ/h(1,000kW)의 일을 하고 전력을 생성하게 된다. 터빈의 단열효율(Adiabatic efficiency)은 75%를 기본 값으로 정의하고 이때, 터빈 출구 측(4)의 온도와 압력은 50℃, 29kPa이 된다. 이러한 조건에서 터빈의 성능(Performance)을 보면 Table 5.2와 같다.

이때, 터빈을 구동하는 압력은 257kPa로 저압이므로 저압에서 구동이 가능한 효율이 높은 터빈의 설계 및 제작이 필요할 것이다.

Table 5.2 Overall performance condition of turbine

| Turbine performance | |
|--|--------|
| $H_{\text{adiabatic}}[\text{m}]$ | 6,131 |
| $H_{\text{polytropic}}[\text{m}]$ | 6,260 |
| $H^{\text{f}}_{\text{adiabatic}}[\text{kJ/kg}]$ | 60.12 |
| $H^{\text{f}}_{\text{polytropic}}[\text{kJ/kg}]$ | 61.39 |
| $\eta_{\text{adiabatic}}[\%]$ | 75.000 |
| $\eta_{\text{polytropic}}[\%]$ | 73.453 |
| PWR[kW] | 1,000 |

5.1.3 응축기(Condenser)

터빈을 구동하고 일을 한 기체는 30°C 의 해수에 의해 냉각되어 응축되어야 하므로 응축기(Condenser) 출구 측(3)은 36°C 에서 건도(V.F.)를 0으로 하여 액화상태를 조건으로 하고, 냉각수의 출구측은 34°C 로 정의하였다. 이러한 조건 상태에서 요구되는 냉각수의 용량은 $2,085\text{m}^3/\text{h}$ 이고 이때, 응축기의 전반적인 성능(Performance)을 보면 Table 5.3과 같다.

Table 5.3 Overall performance condition of condenser

| Condenser performance | |
|--|------------|
| Duty[kJ/h] | 27,663,879 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA[kJ/ $^{\circ}\text{C}$ -h] | 7,251,702 |
| Min.A[$^{\circ}\text{C}$] | 2.251 |
| LMTD[$^{\circ}\text{C}$] | 3.815 |
| T_{hp} [$^{\circ}\text{C}$] | 36.251 |
| T_{cp} [$^{\circ}\text{C}$] | 34 |

5.1.4 펌프(Pump)

액체를 가압하는 펌프의 이상적인 동력(Ideal power) 계산은 표준펌프 방정식(Standard pump equation)에 기초한다.

$$WR_{deal} = \frac{(P_{out} - P_{in}) \times F}{\rho_{liq.}} \quad (5.11)$$

여기서,

P_{out} = Pump outlet pressure

P_{in} = Pump inlet pressure

F = Flow Rate

실제펌프의 실제 동력(Actual power)은 펌프의 효율 계산식에 따른다.

$$\eta(\%) = \frac{PWR_{ideal}}{PWR_{actual}} \times 100\% \quad (5.12)$$

펌프의 효율이 100%보다 떨어지면 에너지는 출구측의 유체의 온도는 상승시키게 된다. 따라서 펌프의 실제 요구되어지는 동력은 다음 식과 같이 유도 된다.

$$PWR_{actual} = \frac{(P_{out} - P_{in}) \times F \times 100\%}{\rho_{liq.} \times \eta(\%)} \quad (5.13)$$

또한 실제 동력은 펌프 입/출구 측의 Heat Flow 차이와 동일하다.

$$WR_{actual} = Q_{out} - Q_{in} \quad (5.14)$$

시스템에서 펌프는 작동유체 펌프(Pump1)와 해수 냉각수 펌프(Pump2)로 구성되고, 작동유체 펌프는 응축기에서 응축된 작동 유체를 다시 가열기로 압송하여 재순환 하는 역할을 하게 되므로 펌프 양정(Head)의 결정은 증발되는 기체의 온도 설정 조건과 그때의 포화 증기압에 따라 결정되어 진다.

펌프의 구동에 소요되는 일은 전체 발전 시스템의 유효 동력 효율(Net power efficiency)에 영향을 주게 된다.

작동유체 펌프의 용량은 60m³/h에 5.49kW이고, 해수 냉각 펌프의 용량은 2,073m³/h에 192kW이다. 상세한 펌프의 상세한 성능은 table 5.4와 같다.

Table 5.4 Overall performance condition of pump

| Pump performance | | |
|------------------|----------------------|----------|
| Pump1 | H[m] | 18.92 |
| | F[m ³ /h] | 59.668 |
| | Q[kJ/h] | 19,746.5 |
| | PWR[kW] | 5.485 |
| Pump2 | H[m] | 25.40 |
| | F[m ³ /h] | 2,073.2 |
| | Q[kJ/h] | 691,083 |
| | PWR[kW] | 192 |

5.1.5 프로세스 해석 결과

작동유체를 TFEA로 하는 랭킨 사이클을 이용한 발전 시스템의 해석한 결과를 요약 하면, 엔진에서 배출되는 배기가스의 온도를 220℃로 질량 유량을 755,900kg/h로 정의 했을 때, 작동유체 79,590kg/h(57.7m³/h)의 질량 유량이 배기가스에 의한 가열에 의해 100℃로 증발 하였고, 다시 30℃의 해수로 응축기에서 냉각할 때 발생하는 온도와 압력차이로 터빈을 구동할 때 약 1,000kW의 발전 용량을 구현할 수 있었다. 이때 필요한 냉각수의 용량은 2,085m³/h 이다.

이때 랭킨 사이클 시스템의 열효율, η 는 그 기본 정의를 고려하여 수식으로 나타낼 수 있다.

$$\eta_{th} = \frac{w_{out} - w_{in}}{q_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (5.15)$$

여기서,

$$w_{out} = h_3 - h_4 = 45.23 \text{ kJ/kg} \quad (5.16)$$

$$W_{in} = h_2 - h_1 = 0.2481 \text{ kJ/kg} \quad (5.17)$$

$$Q_{in} = h_3 - h_2 = 465.3 \text{ kJ/kg} \quad (5.18)$$

$$Q_{out} = h_4 - h_1 = 420.3 \text{ kJ/kg} \quad (5.19)$$

이므로 시스템의 열효율 η_{th} 는 9.67%로 나타 낼 수 있다.

여기서 발전 시스템에서의 순수 유효 발전 출력(Net power)은 터빈의 정미 출력에서 작동유체 펌프에 소요되는 동력과 냉각 해수 펌프의 동력

을 뺀 값이 된다.

$$WR = PWR_{tb} - PWR_{p1} - PWR_{p2} \quad (5.20)$$

여기서,

$$PWR_{tb} = 1,000\text{kW}$$

$$PWR_{p1} = 5.5\text{kW}$$

$$PWR_{p2} = 192\text{kW}$$

이므로, 순수 유효 출력은 PWR_n 은 803kW가 된다.

각 유체의 프로세스 속성 값과 해석 결과를 보면 Table 5.5와 같다.



Table 5.5 Process stream condition of exhaust gas ORC generating system(TFEA)

| Name | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| V.F. | 0 | 0 | 1 | 1 |
| T [°C] | 36 | 36.07675 | 100 | 49.75908 |
| P [kPa] | 18.71814 | 267.6998 | 257.6998 | 28.71814 |
| F _{mass} [kg/h] | 79,590 | 79,590 | 79,590 | 79,590 |
| F _{liq} [m³/h] | 57.59045 | 57.59045 | 57.59045 | 57.59045 |
| Q [kJ/h] | -69,5154,583 | -695,134,836 | -658,099,240 | -661,699,294 |
| h _{mol} [kJ/kgmole] | -873,771 | -873,747 | -827,195 | -831,720 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -8,734.2 | -8,733.95 | -8,268.62 | -8,313.85 |
| s _{mol} [kJ/kgmole-C] | 49.81961 | 49.83726 | 177.4889 | 182.224 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 0.497995 | 0.498172 | 1.774174 | 1.821506 |

| Name | 11 | 12 | 21 | 23 |
|--------------------------------|-------------|-------------|-----------------|-----------------|
| V.F. | 1 | 1 | 0 | 0 |
| T [°C] | 220 | 172.2302 | 30 | 34 |
| P [kPa] | 230 | 220 | 100 | 340 |
| F _{mass} [kg/h] | 755,900 | 755,900 | 1,951,227 | 1,951,227 |
| F _{liq} [m³/h] | 859.3933 | 859.3933 | 1,955.164 | 1,955.164 |
| Q [kJ/h] | 148,674,901 | 111,639,306 | -30,869,847,319 | -30,836,392,525 |
| h _{mol} [kJ/kgmole] | 5,694.058 | 4,275.642 | -285,018 | -28,4703 |
| h _{mass} [kJ/kg] | 196.6859 | 147.6906 | -15,821.1 | -15,803.6 |
| s _{mol} [kJ/kgmole-C] | 126.0521 | 123.3968 | 54.99617 | 56.01125 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 4.354132 | 4.262412 | 3.052782 | 3.109128 |

5.1.6 작동유체에 따른 시스템 해석 결과

배기가스 온도차 발전 시스템에 동일유량의 작동유체와 온도 조건에서 작동유체의 성분(Component)를 변경하여 시스템의 열 해석 조건을 확인하여 본다. 냉매는 앞서 4장에서 조사한 TFEA, SES36, R125, R134a, 143a, R152a, R717 중에서 임계온도가 100℃이하인 R125와 143a는 배제하고 TFEA, SES36, R134a, R152a 와 암모니아인 R717를 수행하였다.

Fig. 5.2 는 작동유체가 TFEA인 경우에 시스템내의 작동유체는 79,588 kg/h인 조건에서 가열기(Heater) 출구 측의 온도 변화에 따른 터빈 출력의 변화를 보여주고 있다. 터빈에 유입되는 온도는 80~170℃의 범위에서 압력은 129~1,646kPa 이고, 터빈 출력은 672~1,897kW까지 일정한 비율로 얻을 수 있었다.

터빈출구에서의 압력이 증가하는 것은 가열기 출구의 설계 온도에 따라 그때의 포화증기압을 따라 증가 하는 것을 알 수 있으며, 고온으로 갈수록 순수 유효출력이 감소하는 것은 그만큼 응축수의 펌프 동력이 많이 소비되기 때문이다. 따라서 TFEA를 작동유체로 하는 시스템의 설계 온도는 약 100℃부터 180℃까지 안정적으로 적용할 수 있음을 확인할 수 있다.

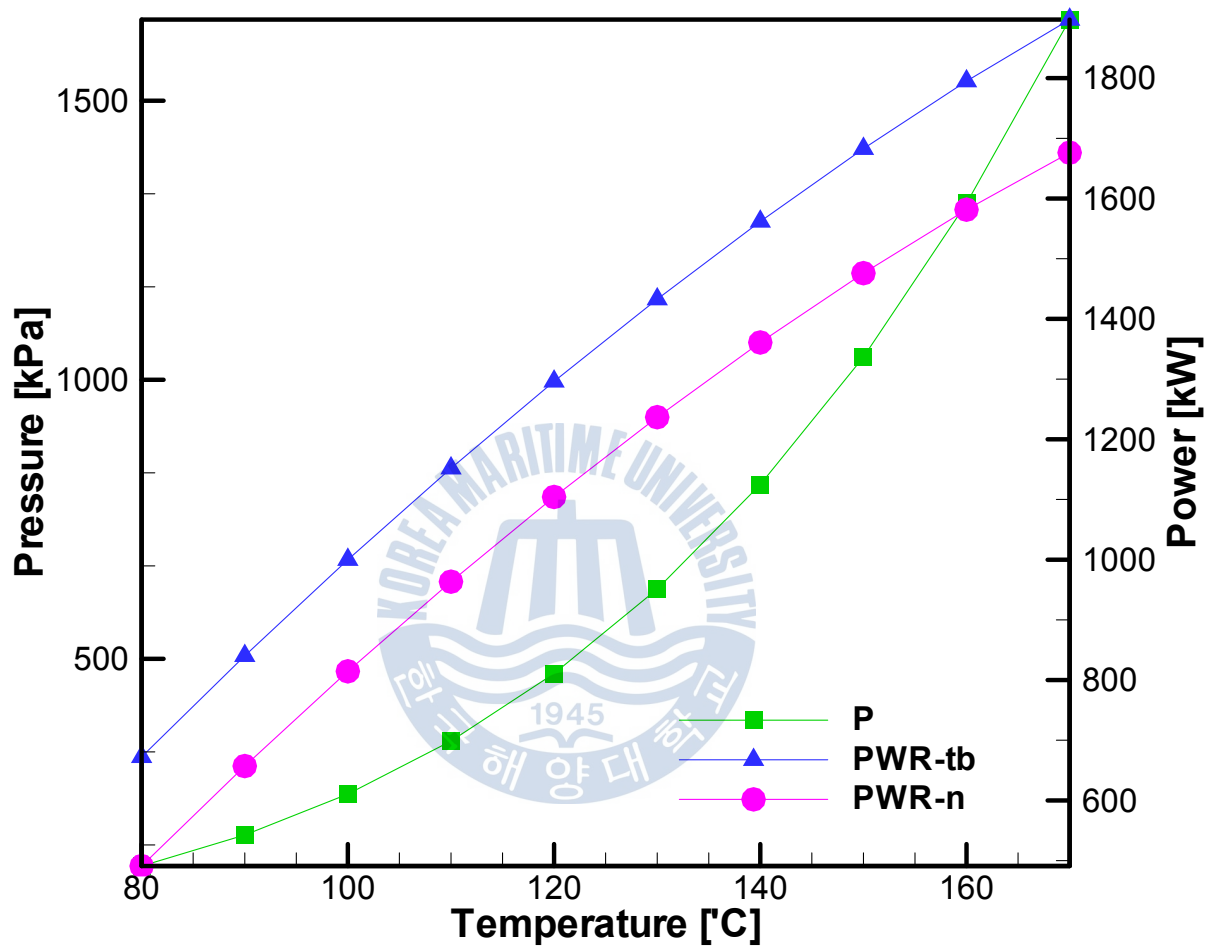


Fig. 5.2 Distribution of turbine power & pressure(TFEA)

Fig. 5.3은 작동유체를 SES36으로 적용한 결과이다. 동일한 조건 하에서 질량유량이 198,380kg/h로 TFEA 보다 2.5배 높고 터빈의 구동 압력도 170℃에서 2,515kPa로 높은 범위 내에서 작동되었다. 순수 유효 출력도 약 130℃이상에서는 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 그 이유는 임계온도 177℃로 가까워지고 고온으로 갈수록 응축수의 펌프 동력이 많이 소비되기 때문이다. 이 해석 결과를 통해서 SES36을 작동유체로 하는 시스템의 설계 온도는 약 80℃부터 140℃의 범위에서 안정적으로 적용할 수 있음을 확인할 수 있다.

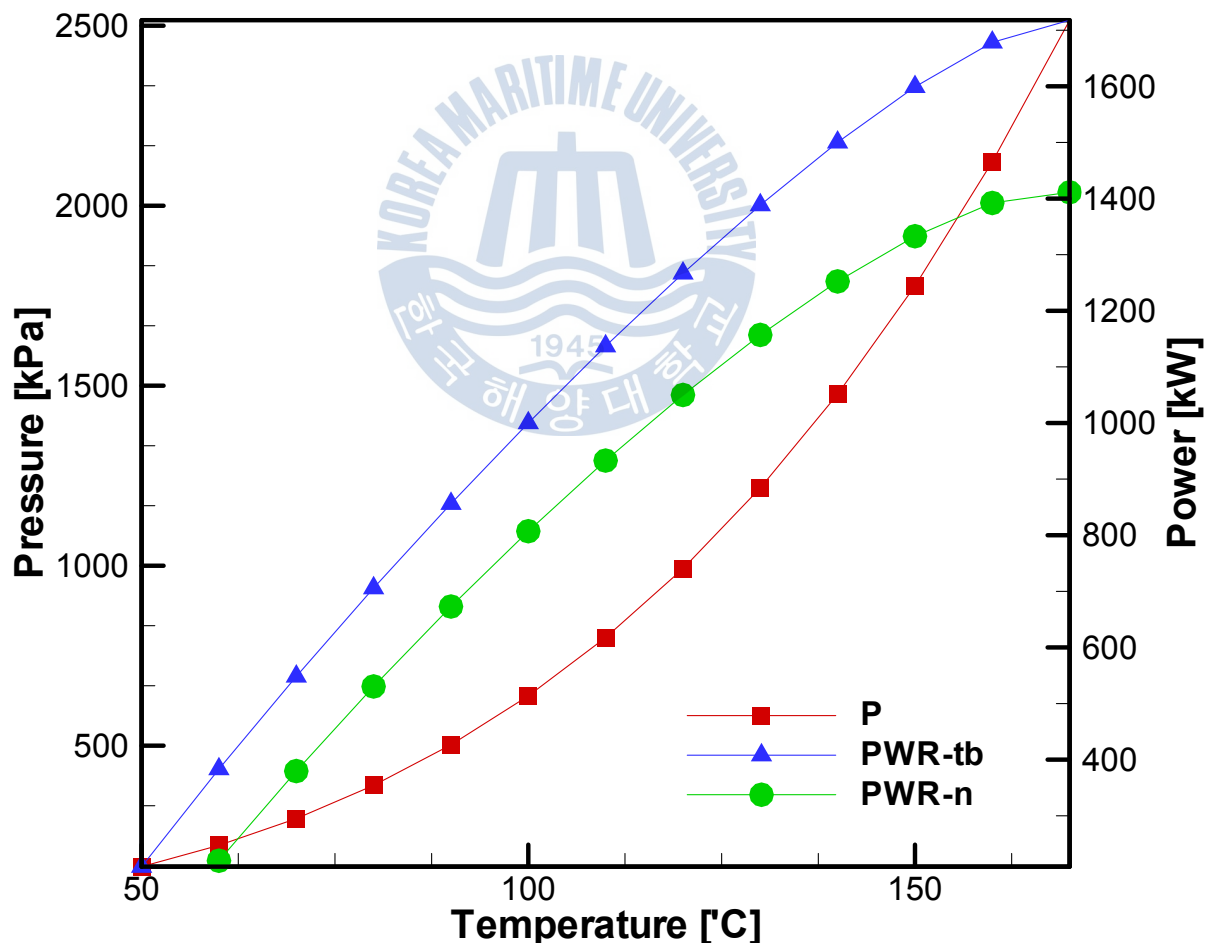


Fig. 5.3 Distribution of turbine power & pressure(SES36)

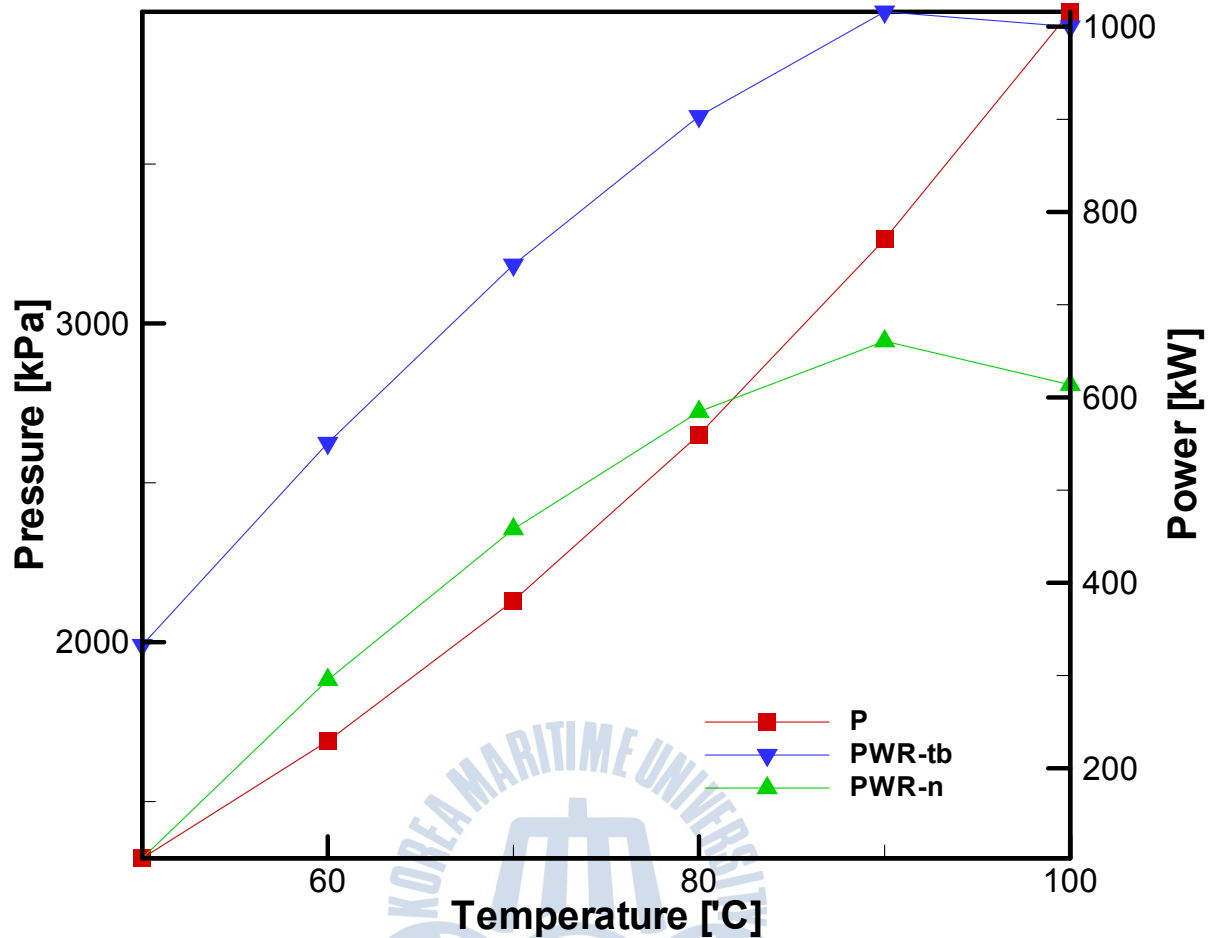


Fig. 5.4 Distribution of turbine power & pressure(R134a)

Fig.5.4는 작동유체를 R134a로 적용한 결과이다. 동일한 조건 하에서 질량유량이 217,127kg/h로 TFEA 보다 1.8배 높고 터빈에 유입되는 온도는 50~100°C의 범위에서 적용이 가능 하였고 이때의 압력은 1,322~3,922kPa로 상대적으로 높은 압력 상태에서 운전이 되게 된다. 약90°C에서 최고 출력을 얻을 수 있었고, 터빈 출력은 332~1,016kW까지 얻을 수 있었다. 여기서 R134a의 임계온도가 101°C이고 90°C이상의 온도 범위에서는 냉각수의 유량이 급증하게 되어 순수 유효 출력이 감소되는 것이며 따라서 R134a를 작동유체로 하는 시스템의 설계온도는 50°C에서 80°C의 범위에서 안정적인 것을 확인할 수 있다.

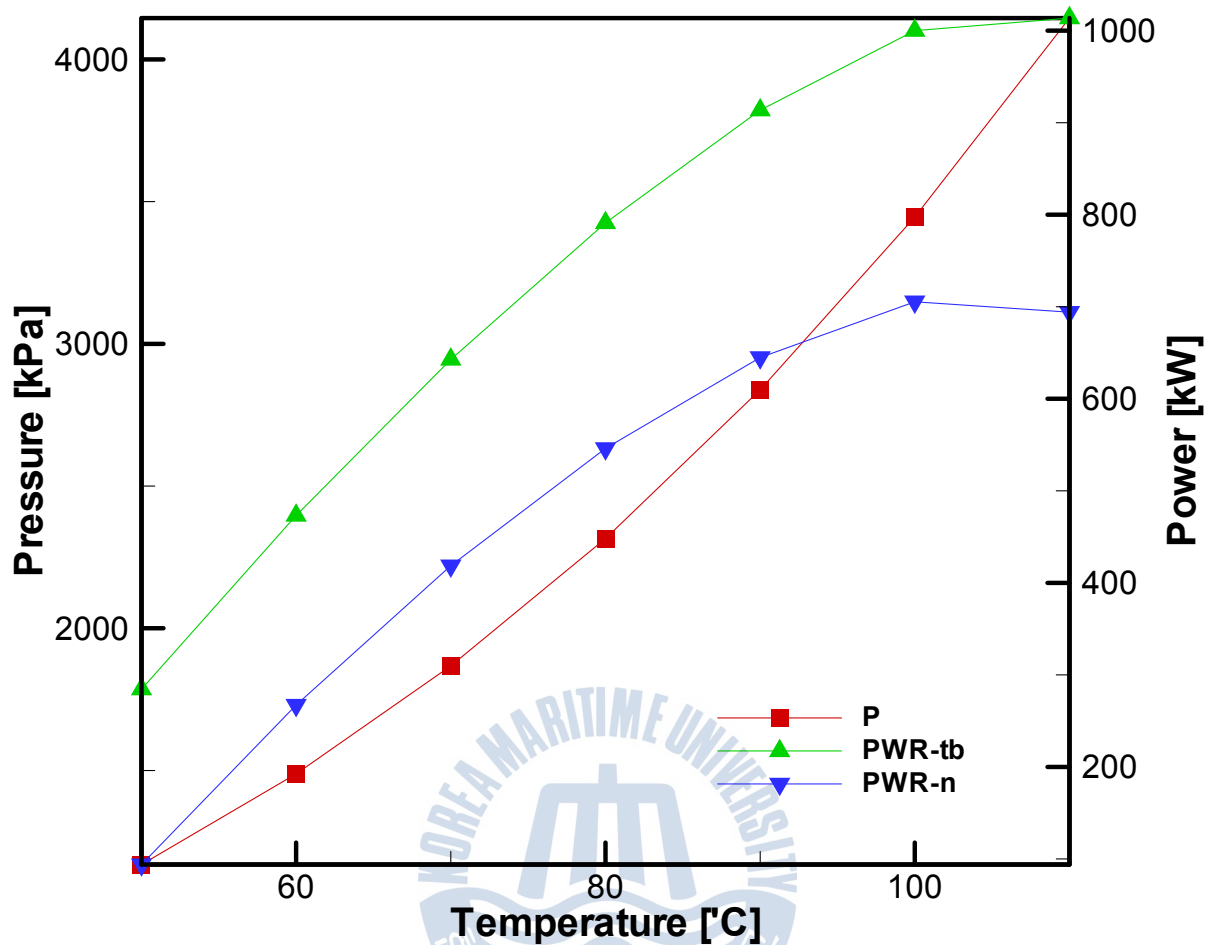


Fig. 5.5 Distribution of turbine power & pressure(R152a)

Fig. 5.5는 작동유체를 R152a로 적용한 결과이다. 동일한 조건 하에서 질량유량이 119,085kg/h로 TFEA와 유사하였다. 터빈에 유입되는 온도는 50~110℃의 범위에서 적용이 가능 하였고 이때의 압력은 1,169~4,145kPa로 상대적으로 높은 압력 상태에서 운전이 되게 된다. 이때 터빈 출력은 284~1,013kW까지 얻을 수 있었고 100℃ 이상에서는 터빈의 출력과 순수 유효 출력이 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 그 이유는 마찬가지로 R152a의 임계온도가 114℃이고 100℃이상의 온도 범위에서는 냉각수의 유량이 급증하게 되어 순수 유효 출력이 감소되는 원인이 되는 것이며

R134a를 작동유체로 하는 시스템의 설계온도는 50℃에서 80℃의 범위에서 안정적인 것을 확인할 수 있다.

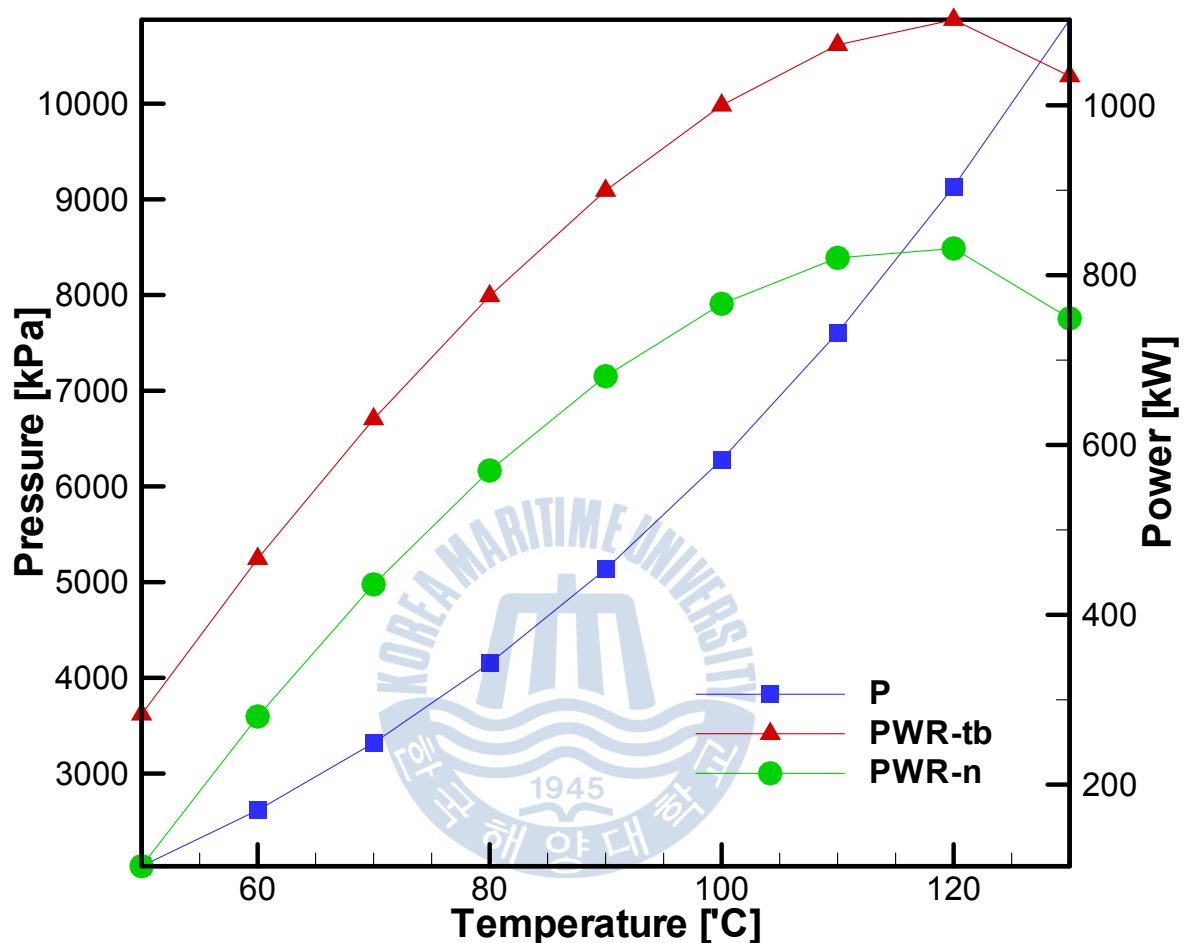


Fig. 5.6 Distribution of turbine power & pressure(R717)

Fig. 5.6은 작동유체를 R717로 적용한 결과이다. 동일한 조건 하에서 질량유량이 41,150kg/h로 TFEA의 약 3분의 1 수준으로 가장 적었다. 터빈에 유입되는 온도는 50~130℃의 범위에서 적용이 가능 하였고 이때의 압력은 2,031~10,877kPa로 매우 높은 압력 상태에서 운전이 되게 된다. 이 때 터빈 출력은 283~1,034kW까지 얻을 수 있었고 120℃ 이상에서는 터빈

의 출력과 순수유효출력이 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 그 이유는 마찬가지로 R717의 임계온도가 132℃이고 120℃이상의 온도 범위에서는 냉각수의 유량이 급증하게 되어 순수 유효 출력이 감소되는 원인이 되는 것이며 R717을 작동유체로 하는 시스템의 설계온도는 50℃부터 90℃의 범위에서 안정적인 것을 확인할 수 있다. 그러나 R717은 60℃이상에서 포화증기압이 높아져 시스템압력이 높게 형성되므로 70℃이상의 고온의 시스템 설계 시에는 자재 및 재료비의 단가가 상승하므로 어려움이 있을 것이다.

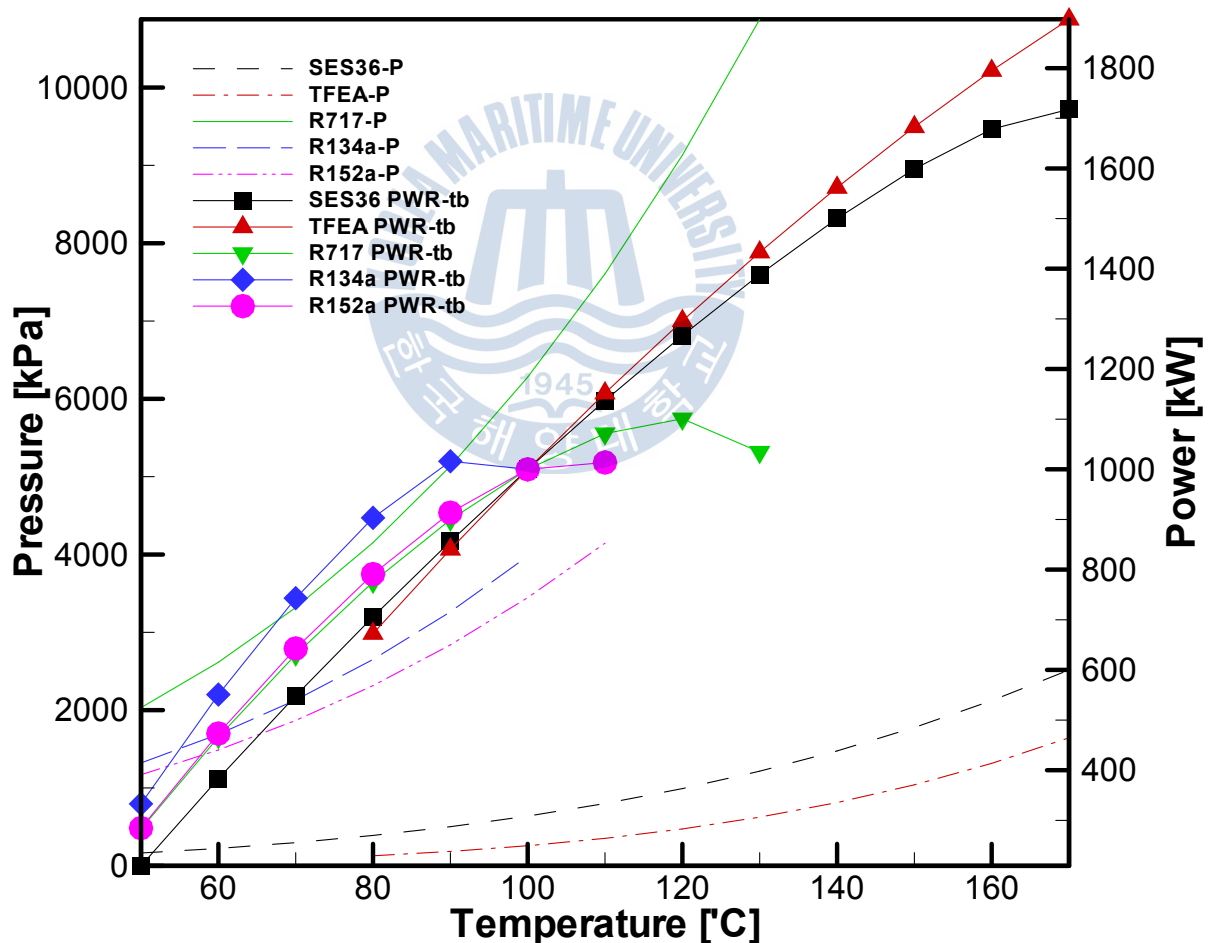


Fig. 5.7 Distribution of turbine power by working fluid

Fig. 5.7에서는 각 작동유체별 온도 조건에 따른 터빈의 구동압력의 분포와 터빈에서의 정미 출력을 확인할 수 있다. R717이 100℃에서 약 6279kPa로 SES36의 약 638kPa, TFEA의 약 257kPa와 비교하면 상대적으로 시스템이 고압으로 운전되어야 하며, 임계온도 근처인 130℃에서는 기하급수적으로 압력이 상승하여 10,000kPa를 넘게 되는 것을 알 수 있다. 그 이유는 R717의 포화증기압이 다른 작동유체보다 상당히 높기 때문이며 이러한 고압은 터빈에서 압력차(Δp)를 증가시켜 출력은 증강시킬 수 있으나 이러한 시스템의 설계 압력 증가는 비용 상승의 주요 요인이 되므로 작동유체의 선정 시에 불리한 조건이 될 수 있다.

Fig. 5.7에서 온도에 따른 출력 곡선을 보면, 온도 범위에 따른 작동유체의 적용 범위를 확인할 수 있다. 시스템의 운전온도가 약 100℃를 기준으로 TFEA와 SES36의 최적 적용 범위를 확인할 수 있는데 100℃이상 120~170℃의 운전 범위에서는 TFEA의 출력효율이 높은 것을 알 수 있고, 100℃이하 60~90℃ 운전 범위에서는 SES36의 출력 효율이 높은 것을 알 수 있다. R134a는 상대적으로 낮은 온도범위인 50~90℃의 범위에서 운전이 되었고, R152는 100℃까지, R717은 120℃의 범위에서 운전될 수 있을 것이다.

Fig. 5.8은 100℃동일한 온도 조건 상태에서 각 작동 유체별 시스템의 효율(η_h)과 시스템의 출력 변수인 작동유체의 질량유량의 변화에 따른 터빈의 정미 출력(kW) 변화량을 비교하여 나타내었다. 시스템의 효율(η_{th})은 R717이 10.63%, SES36이 10.40%, TFEA가 9.67%, R152a가 9.45%, R134a가 8.07%의 순으로 확인 되었고, 질량 유량은 R134a > SES36 > R152a > TFEA > R717순으로 많이 소모되는 것으로 확인 되었다. R717의 질량유량이 가장 적게 소모되는 이유는 Fig. 5.7에서 확인한 바와 같

이 시스템의 압력이 증가하므로 터빈에서의 압력차(Δp)가 높아 효율이 증가 하게 된다. 또한 동일 온도 조건에서 작동 유체의 증기 체적이 높아 용적유량(Volume flow)가 높고 터빈의 입·출구에서의 엔탈피(열량)차이가 많이 나기 때문이다. 이러한 작동유체의 질량 유량은 시스템의 중량 및 사이즈에 영향을 주므로 선박 등의 운송 목적 및 중량 감소의 최적화를 고려하면 상반되는 변수가 된다. 콤팩트한 시스템의 설계를 위하여서는 질량유량이 적은 작동유체를 선정해야할 것이며 열 물리학적 특성이 높은 작동유체의 개발은 최적화된 유기랭킨 사이클의 개발에 필수적인 요소가 될 것이다.

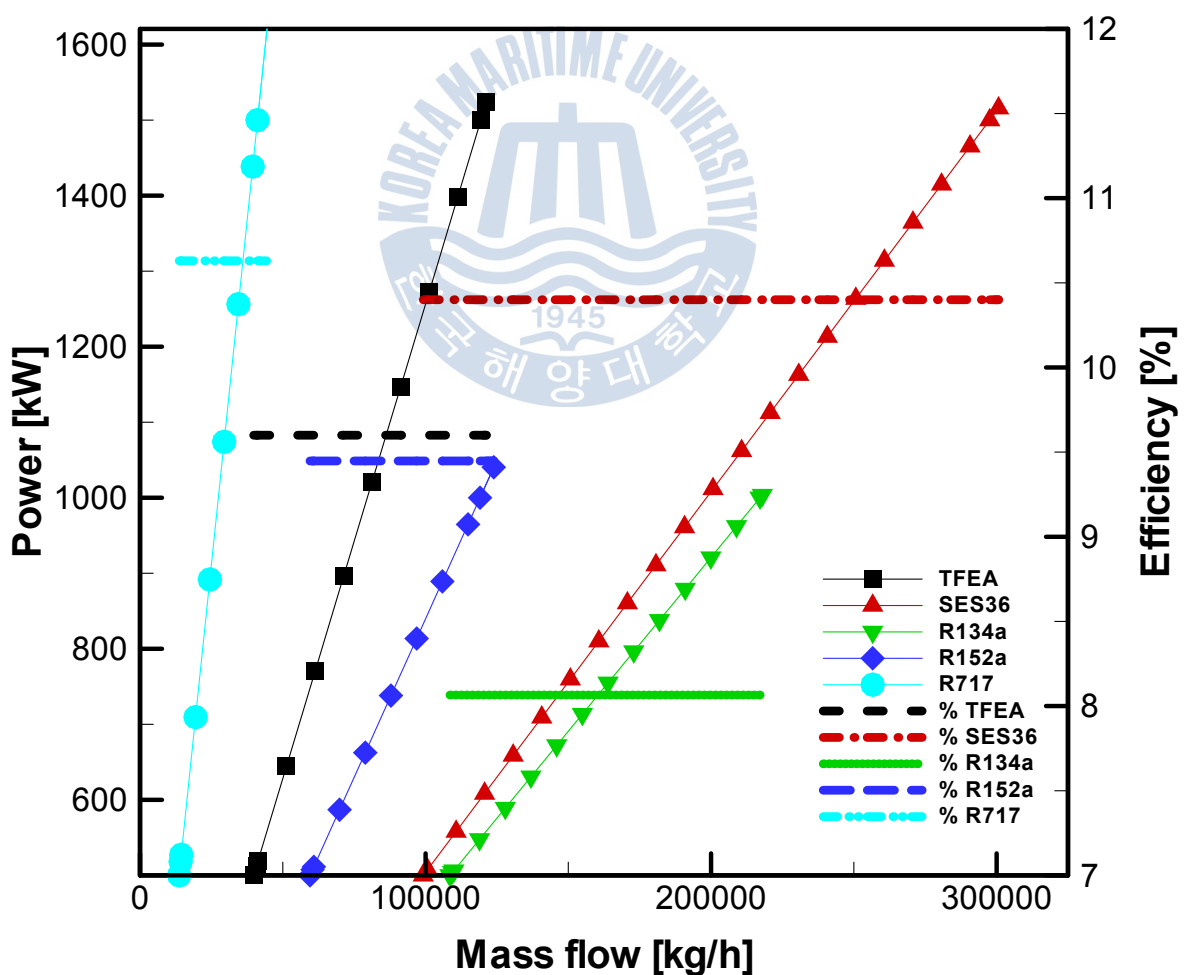


Fig. 5.8 Distribution of turbine power & efficiency against mass flow

Fig. 5.9에서는 시스템의 운전 온도에 따른 순수유효출력(Net power)과 시스템의 효율을 비교하였다. 마찬가지로 시스템의 설계 온도에 따른 그때의 포화증기압의 분포와 작동유체의 열 물리학적 특성에 따라 시스템의 효율도 약 140°C 이상의 고온에서는 TFEA가 SES36보다 높은 것을 확인할 수 있고, 약 $110\sim 140^{\circ}\text{C}$ 범위에서는 SES36의 효율이 높은 것을 알 수 있다. 상대적으로 저온 영역인 $60\sim 110^{\circ}\text{C}$ 사이에서는 R717이 가장 높은 것을 확인할 수 있으며, R134a의 효율이 가장 낮은 것을 확인할 수 있다. TFEA는 최대 170°C 에서 약 $1,897\text{kW}$ 를 얻을 수 있었고 SES36은 $1,718\text{kW}$ 를 얻을 수 있었다.

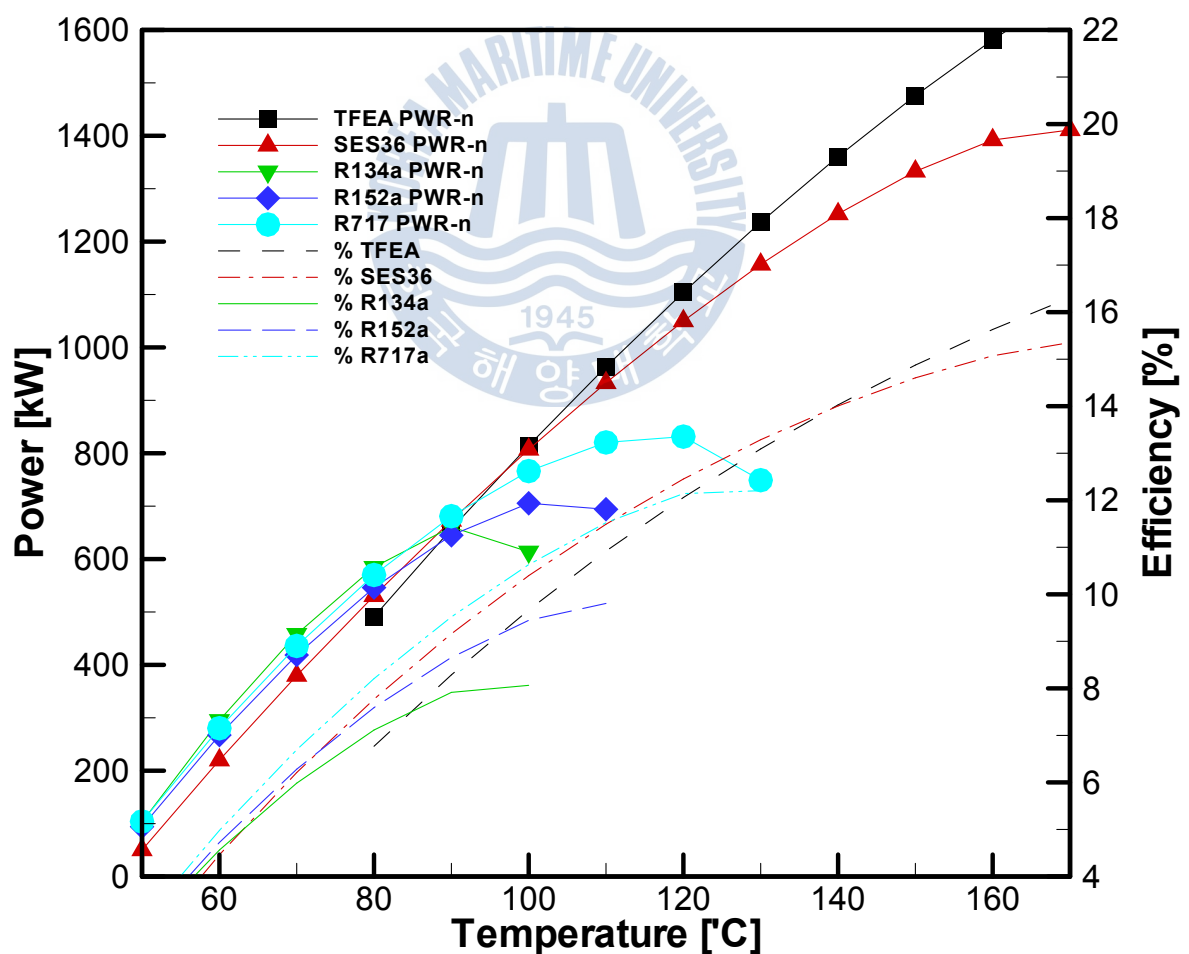


Fig. 5.9 Distribution of turbine efficiency by working fluid

5.2 냉각시스템 ORC 발전 시스템 해석

선박이 중앙집중식 냉각 시스템으로 배출되는 해수를 열원으로 하는 온도차 발전시스템을 기본적인 폐쇄형랭킨사이클로 구성하면 Fig.5.10 과 같이 구성할 수 있다. 선박의 엔진 및 보조기계의 냉각에 사용되는 냉각수와 중앙집중식냉각기(Central Cooler)에 의해 열교환 후 배출되는 해수의 배출되는 열을 다시 회수하게 된다.

작동유체는 암모니아(R717)로 시스템을 해석을 수행하였고, 시스템에서 중요 변수가 되는 고온측 해수의 온도는 55°C , 유량은 $2,100\text{m}^3/\text{h}$ 를 기준으로 하였고, 저온측 해수의 온도는 30°C 를 기준으로 하였다. 시스템 시뮬레이션 해석 방법은 5.1에서 적용된 방법과 동일하므로 생략하고 각 단위 유닛(Unit)과 각 유체(Stream)의 프로세스 속성(Property)과 시스템 해석 결과를 확인 하여 본다.

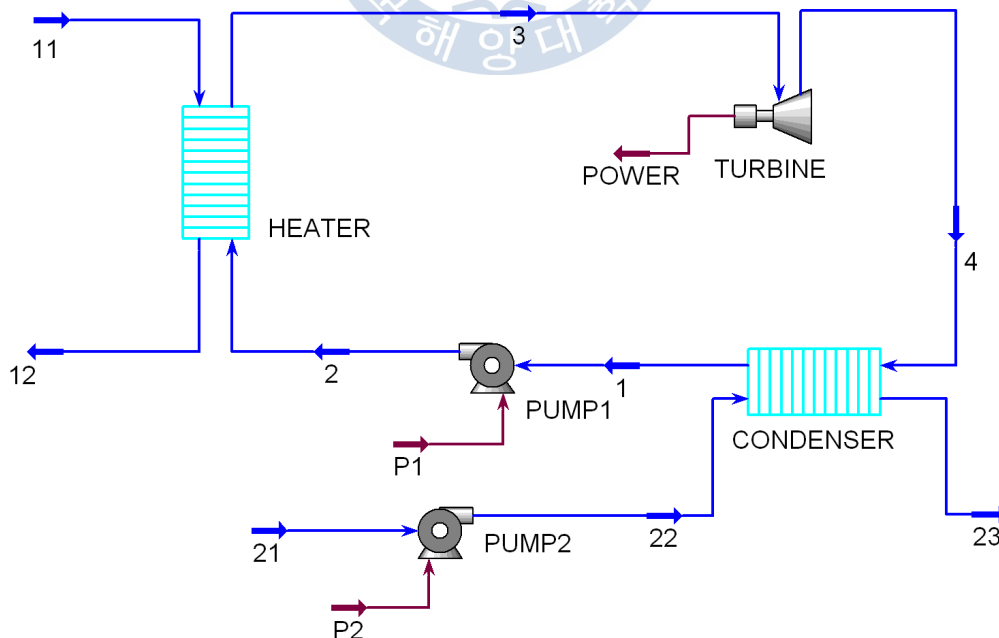


Fig.5.10 Modeling of cooling water ORC generating system

5.2.1 가열기(Heater)

시스템에서 가열기에 유입되는 해수의 온도는 55°C , 압력은 200kPa , 유량은 $2,100\text{m}^3/\text{h}$ 로 정의하였다. 이때 가열기로부터 가열되어 증발되는 작동유체의 온도는 47°C 의 조건에서 터빈에서 최대 정미 출력 650kW 를 얻을 수 있었다. 이때 터빈에 유입되는 압력은 $1,880\text{kPa}$, 질량 유량은 $67,045\text{kg/h}$ 이 된다. 이때 가열기의 성능을 보면 Table 5.6과 같다.

Table 5.6 Overall performance of heater

| Heater performance | |
|--|------------|
| Duty[kJ/h] | 78,824,675 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA [kJ/ $^{\circ}\text{C}$ -h] | 10,412,902 |
| Min.A[$^{\circ}\text{C}$] | 8.000 |
| LMTD[$^{\circ}\text{C}$] | 7.570 |
| T_{hp} [$^{\circ}\text{C}$] | 55.0 |
| T_{cp} [$^{\circ}\text{C}$] | 47.0 |
| Ft Factor | 0.765 |

5.2.2 터빈(Turbine)

실제 시스템에서 터빈에서의 정미 출력에 가장 영향을 미치는 요소는 배출 되는 해수의 온도와 유량이 될 것이다. 기본 조건을 55°C , $2,100\text{m}^3/\text{h}$ 를 기준으로 했을 때의 터빈에서의 최대 출력 값을 얻기 위한 Heater에서 증발되는 작동유체의 온도가 47°C , 건도(V.F.)은 1.0(100%)으로 정의하여 압력은 $1,880\text{kPa}$ 이 된다. 증발된 기체는 응축기(Condenser)에서 응축되는 압력 차이에 의하여 터빈을 구동하게 되는데 이때의 정미 출력은 $2,340,000\text{kJ/h}(650\text{kW})$ 를 얻을 수 있었다. 터빈의 단열팽창효율(Adiabatic Efficiency)는 75%로 정의하고 이때, 터빈의 성능(Performance)을 보면 Table 5.7과 같다.

이때, 터빈을 구동하는 작동유체의 온도는 저온이면서도 고압의 상대적으로 고압의 압력으로 터빈을 구동하게 되므로 이에 따른 터빈의 설계 및 제작이 필요할 것이다.

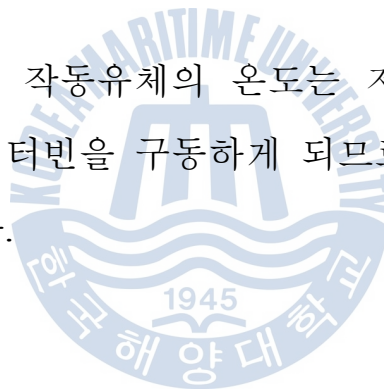


Table 5.7 Overall performance condition of turbine

| Turbine performance | |
|---|--------|
| $H_{\text{adiabatic}}[\text{m}]$ | 4,745 |
| $H_{\text{polytropic}}[\text{m}]$ | 4,769 |
| $H_{\text{adiabatic}}^f[\text{kJ/kg}]$ | 46.54 |
| $H_{\text{polytropic}}^f[\text{kJ/kg}]$ | 46.77 |
| $\eta_{\text{adiabatic}}[\%]$ | 75.000 |
| $\eta_{\text{polytropic}}[\%]$ | 74.625 |
| PWR[kW] | 650 |

5.2.3 응축기(Condenser)

터빈을 구동하고 일을 한 기체는 해수에 의해 냉각되어 응축되어지는데, 이때 유입되는 해수(11)의 온도 조건은 30℃로 하였다. 작동유체의 열을 최대한 많이 회수하는 것이 시스템의 성능을 좌우하는 중요 변수가 되므로, Condenser 출구 측(1)은 34℃에서 건도(V.F.)를 0(0%)으로 하여 액화상태를 조건으로 하고 냉각수 출구의 온도(13)는 32℃로 하였다. 이러한 조건 상태에서 요구되는 냉각수의 용량은 8,945m³/h가 소요되게 되는데, 이는 냉각수 펌프의 동력을 증가시켜 시스템의 순수 유효 출력을 저하시키고 비용증가의 요인이 될 것이다.

냉각수의 온도를 동일 조건하에서 5℃로 낮추어 계산 하게 되면 냉각수의 용량을 3,012m³/h까지 낮추어 동일 출력을 낼 수 있는데, 선박에서 이러한 냉각수의 유량증가 및 동력 손실에 대한 문제는 펌프 구동 방식이 아닌, 선박의 추진력에 의하여 선체 외판으로부터 냉각수를 유입하는 방식의 스쿠프(Scoop)냉각 시스템을 갖추면 해소할 수 있을 것이다. 응축기의 열교환기로서의 성능을 보면 Table 5.8과 같다.

Table 5.8 Overall performance condition of condenser

| Condenser performance | |
|--------------------------|------------|
| Duty[kJ/h] | 76,572,129 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA[kJ/°C -h] | 25,387,730 |
| Min.A[°C] | 2.263 |
| LMTD[°C] | 3.016 |
| T_{hp} [°C] | 34.26 |
| T_{cp} [°C] | 32.00 |

5.2.4 펌프(Pump)

시스템에서 펌프는 작동유체펌프(Pump1)와 해수펌프(Pump2)로 구성되고, 작동유체 펌프는 Cooler에서 응축된 작동 유체를 다시 가열기(Heater)로 압송하여 재순환 하는 역할을 하게 되므로 펌프 양정(Head)의 결정은 증발되는 기체의 온도 설정 조건과 그 때의 포화 증기압에 따라 결정되어 진다. 이때 펌프의 구동에 소요되는 일은 전체 발전 시스템의 유효 동력 효율(Net power efficiency)에 영향을 주게 된다.

작동유체 펌프의 용량은 $108.7\text{m}^3/\text{h}$ 에 24.3kW 이고, 해수 냉각수 펌프의 용량은 $8,945\text{m}^3/\text{h}$ 에 329.5kW 이다. 상세한 펌프의 성능은 Table 5.9와 같다.

Table 5.9 Overall performance condition of pump

| Pump Performance | | |
|------------------|----------------------|-----------|
| Pump1 | H[m] | 99.76 |
| | F[m ³ /h] | 108.7 |
| | Q[kJ/h] | 87,453 |
| | PWR[kW] | 24.29 |
| Pump2 | H[m] | 10.16 |
| | F[m ³ /h] | 8,945 |
| | Q[kJ/h] | 1,186,032 |
| | PWR[kW] | 329.5 |

5.2.5 프로세스 해석 결과

작동유체를 암모니아(R717)로 하는 랭킨 사이클을 이용한 선박의 냉각 시스템 온도차 발전 시스템의 해석 결과를 요약 하면, 냉각수의 배출 온도를 55℃, 유량을 2,100m³/h로 정의 했을 때, 작동유체는 67,045kg/h(108.7 m³/h)의 질량 유량이 선박의 냉각수로 배출되는 열에 의한 가열로 47℃로 증발하였고, 다시 30℃의 해수로 응축기에서 냉각할 때 발생하는 온도와 압력차이로 터빈을 구동하게 되어 약 650kW의 발전 용량을 구현할 수 있었다. 이때 필요한 냉각수의 용량은 8,945m³/h 이다.

이때 랭킨 사이클 시스템의 열효율, η_h 는 식5.15에 따라 다음과 같이 계산되어 진다.

$$Q_{out} = h_3 - h_4 = 34.9 \text{ kJ/kg} \quad (5.21)$$

$$W_{in} = h_2 - h_1 = 1.304 \text{ kJ/kg} \quad (5.22)$$

$$Q_{in} = h_3 - h_2 = 1176.3 \text{ kJ/kg} \quad (5.23)$$

$$Q_{out} = h_4 - h_1 = 1142 \text{ kJ/kg} \quad (5.24)$$

이므로 시스템의 열효율 η_{th} 는 2.86%로 나타 낼 수 있다.

여기서 발전 시스템에서의 순수 유효 발전 출력(Net Power)은 식 5.20에 따라 계산되어 진다. 따라서 PWR_{tb} 는 650kW, PWR_{p1} 은 24.2kW, PWR_{p2} 는 329.5kW 이므로, 순 유효 출력은 $Power_n$ 은 296.3kW가 된다.

각 유체의 프로세스 속성 값과 해석 결과를 보면 Table 5.10와 같다.

Table 5.10 Process stream condition of cooling water ORC generating system(R717)

| Name | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--------------------------------|-------------|-------------|------------|------------|
| V.F. | 0 | 0 | 1 | 0.978269 |
| T [°C] | 34 | 34.2388 | 47 | 34.2626 |
| P [kPa] | 1,310.981 | 1,889.503 | 1,879.503 | 1,320.981 |
| F _{mass} [kg/h] | 67,045.07 | 67,045.07 | 67,045.07 | 67,045.07 |
| F _{liq} [m³/h] | 108.6841 | 108.6841 | 108.6841 | 108.6841 |
| Q [kJ/h] | -41,697,061 | -41,609,608 | 37,215,067 | 34,875,067 |
| h _{mol} [kJ/kgmole] | -10,591.6 | -10,569.4 | 9,453.1 | 8,858.71 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -621.926 | -620.621 | 555.0753 | 520.1735 |
| s _{mol} [kJ/kgmole-C] | 69.25184 | 69.26296 | 131.8772 | 132.5218 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 4.06639 | 4.067043 | 7.743683 | 7.781528 |

| Name | 11 | 12 | 21 | 23 |
|--------------------------------|-----------------|-----------------|------------------|------------------|
| V.F. | 0 | 0 | 0 | 0 |
| T [°C] | 55 | 46.29912 | 30 | 32 |
| P [kPa] | 200 | 190 | 110 | 200 |
| F _{mass} [kg/h] | 2,095,771 | 2,095,771 | 8,926,995 | 8,926,995 |
| F _{liq} [m³/h] | 2,100 | 2,100 | 8,945.01 | 8,945.01 |
| Q [kJ/h] | -32,930,924,736 | -33,009,749,412 | -141,234,520,304 | -141,156,762,143 |
| h _{mol} [kJ/kgmole] | -283,072 | -283,750 | -285,018 | -284,861 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -15,713 | -15,750.6 | -15,821.1 | -15,812.3 |
| s _{mol} [kJ/kgmole-C] | 61.15813 | 59.06612 | 54.99601 | 55.50564 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 3.394826 | 3.2787 | 3.052773 | 3.081062 |

5.2.6 작동유체에 따른 시스템 열해석 결과

배기가스 시스템과 동일하게 냉각수 온도차 발전 시스템에 동일 유량의 작동유체와 온도 조건에서 작동유체를 변경하여 시스템의 열 해석 조건을 확인하여 본다. 냉매는 앞서 제4장에서 조사한 냉매 중 R717을 포함해서 R125, R134a, R143a, R152a를 동일한 조건으로 적용하여 해석하였다.

Fig. 5.11은 작동유체 R717의 가열기에서 가열된 온도 변화에 따른 터빈 출력의 변화를 보여주고 있다. 이때의 질량 유량은 67,045kg/h로 고정하였다. 터빈에 유입되는 온도는 41~47℃까지 조정이 가능하였으며, 이때의 압력은 약 1598~1880kPa 이고, 터빈 출력은 300~650kW를 얻을 수 있었고 그 때의 순수유효 출력은 296kW까지 얻을 수 있었다.

배기가스 ORC 시스템의 해석결과에서 확인 한바와 같이 시스템의 압력이 증가 하는 것은 가열기 출구에서의 설계 온도에 따라 그때의 포화 증기압이 따라 상승하기 때문이며, 상대적으로 저온으로 많은 용량이 작동유체가 필요하게 되므로 냉각수의 또한 증가하여 냉각수 펌프의 동력이 증가하여 순수유효출력(Net power)이 감소하는 것이다.

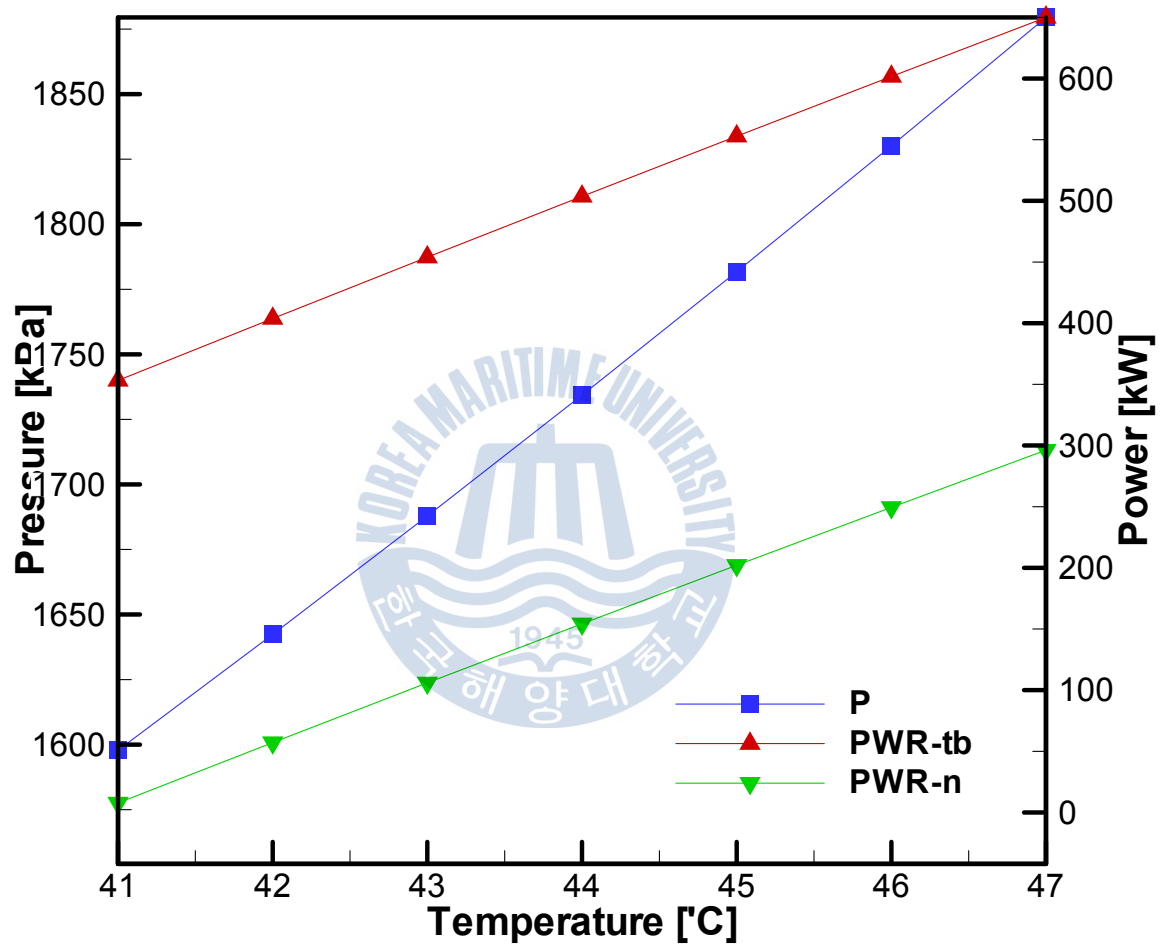


Fig. 5.11 Distribution of turbine power & pressure(R717)

Fig. 5.12는 작동 유체를 R125로 적용 한 결과 이다. 동일한 조건하에 서 R125의 경우 작동유체의 R717에 비교하여 질량유량이 747,456kg/h로 약 11배 높고 터빈의 구동 압력도 2,080~2,393kPa로 높은 범위에서 작동되 었다. 그 이유는 R717의 증기 체적이 높아 용적 유량이 높고 열 물리학 적 특성이 좋기 때문이다. 순수유효출력(Net power) 또한 터빈 출력이 650kW일 때 178kW로 상대적으로 많은 유량의 냉각수가 소요 되므로 펌프 구동에 많은 동력이 필요한 것을 확인할 수 있다.

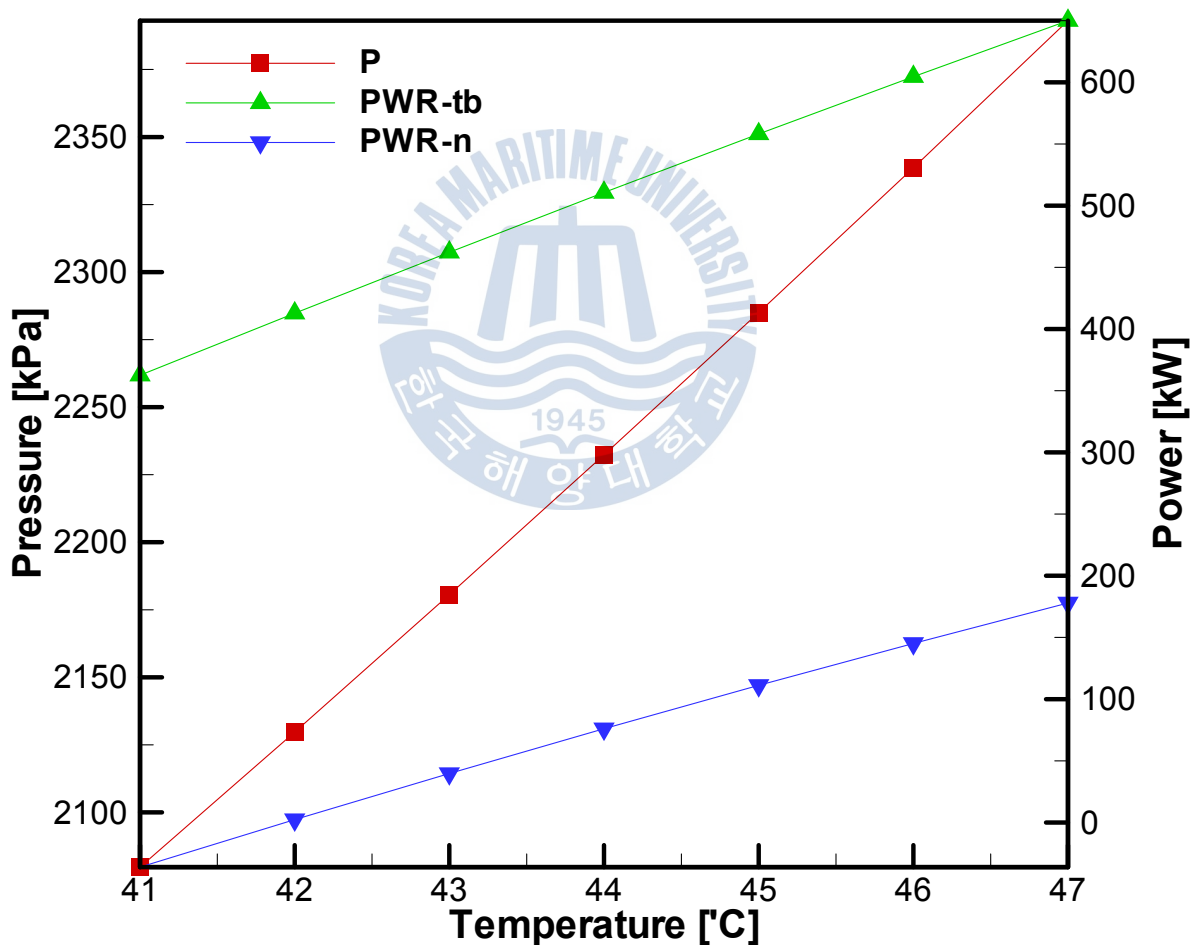


Fig. 5.12 Distribution of turbine power & pressure(R125)

Fig. 5.13은 작동 유체를 R134a로 적용 한 결과 이다. 동일한 조건하에 서 R717에 비교하여 질량유량은 450,317kg/h로 약 6.7배 높고 터빈의 구 동 압력은 1,060~1,241kPa로 상대적으로 낮은 압력 범위에서 작동이 되었 다. 그 이유는 R717의 증기 체적이 높아 용적 유량은 높지만 포화 증기 압이 낮기 때문이다. 순수유효출력 또한 터빈 출력 650kW에서 260kW를 얻을 수 있었다.

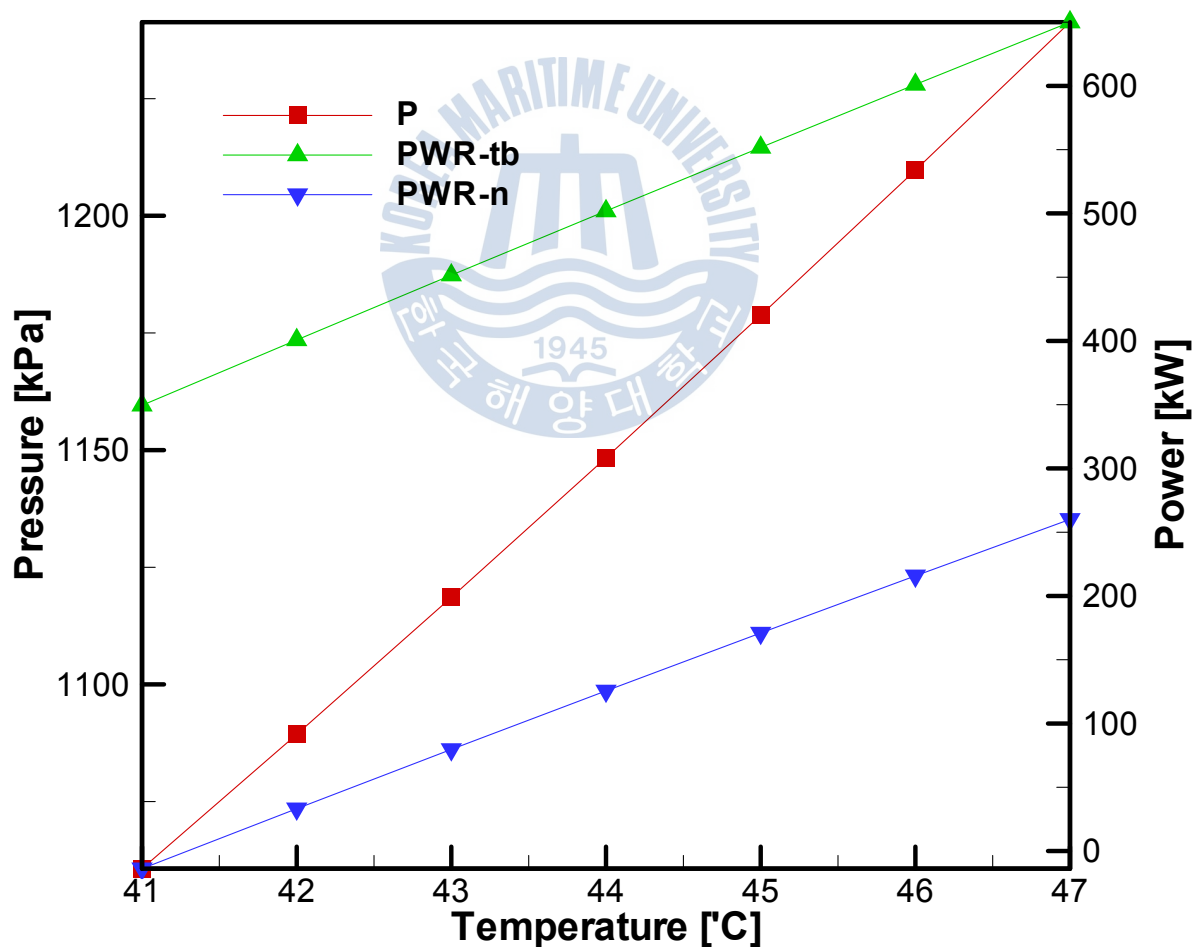


Fig. 5.13 Distribution of turbine power & pressure(R134a)

Fig. 5.14는 작동 유체를 R143a로 적용 한 결과 이다. 동일한 조건하에 서 R717에 비교하여 질량유량은 500,472kg/h로 약 7.4배 높고 터빈의 구 동 압력은 1,894~2,177kPa 범위에서 작동이 되었다. 마찬가지로 그 이유는 R717의 증기 체적이 높아 용적 유량이 높고 R143a의 포화 증기압력이 높기 때문이다. Net power 또한 터빈 출력 650kW에서 232kW를 얻을 수 있었다.

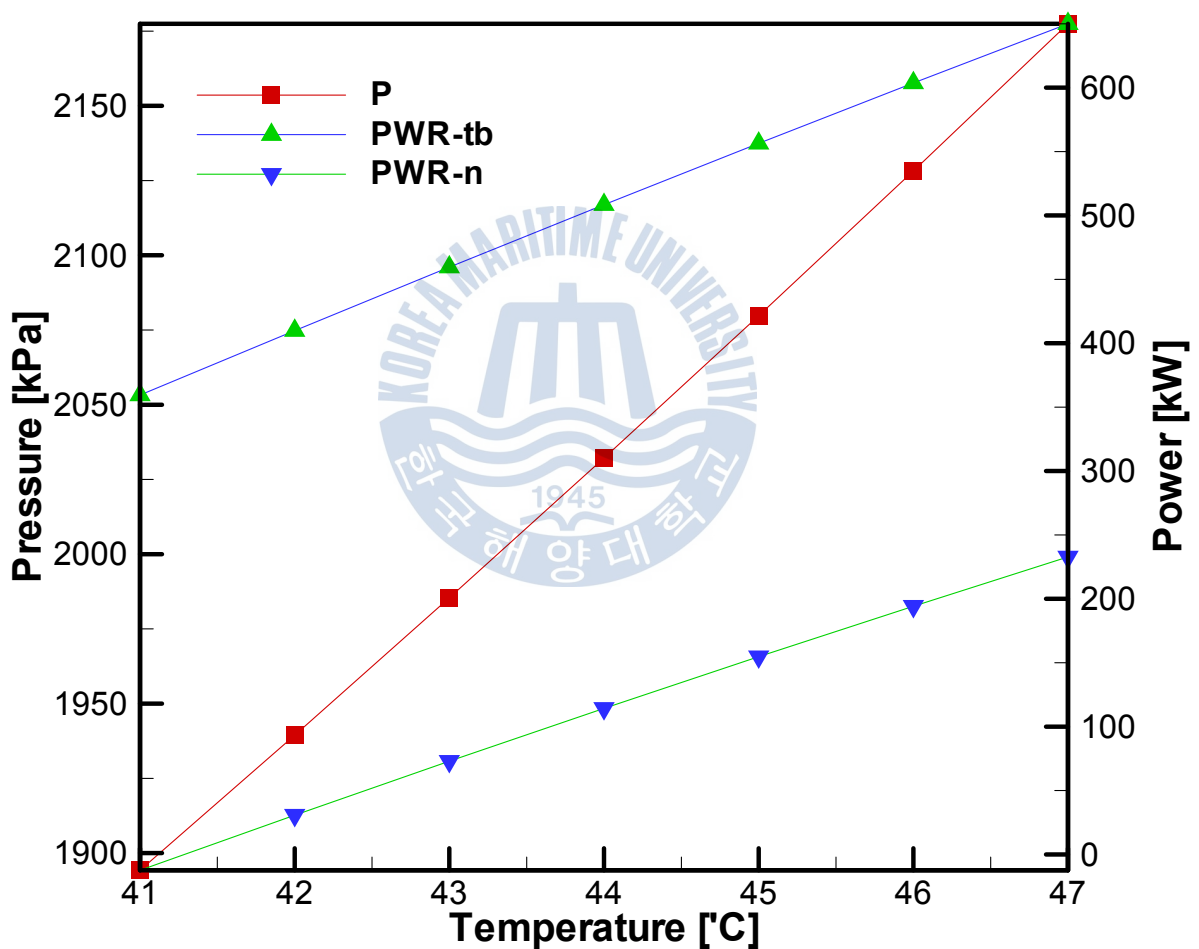


Fig. 5.14 Distribution of turbine power & pressure(R143a)

Fig. 5.15는 작동 유체를 R152a로 적용 한 결과 이다. 동일한 조건하에 서 R717에 비교하여 질량유량은 289,869kg/h로 약 4.3배 높은 반면에 터빈의 구동 압력은 상대적으로 낮은 907~1,059kPa 범위에서 작동이 되었다. 그 이유는 R134a와 마찬가지로 R717의 증기 체적이 높아 용적 유량은 높지만 포화 증기압이 낮기 때문이다. 순수유효출력 또한 터빈 출력 650 kW에서 275kW로 상대적으로 많은 유량의 냉각수가 소요 되므로 펌프 구동에 많은 동력이 필요 한 것을 확인할 수 있다.

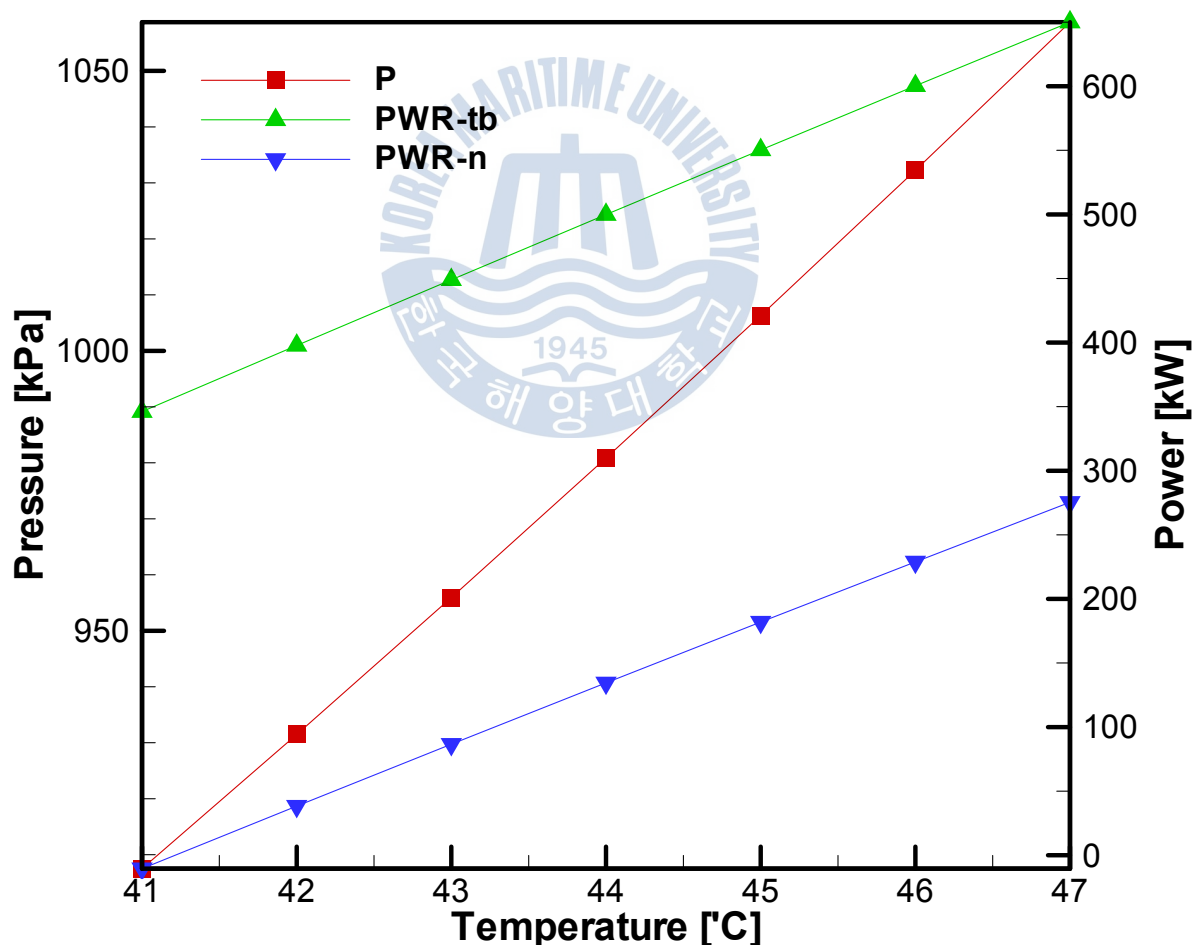


Fig. 5.15 Distribution of turbine power & pressure(R152a)

Fig. 5.16에서는 각 작동유체별 온도에 따른 터빈 구동 압력의 분포와 터빈에서의 정미 출력을 비교 하였다. R125는 47℃에서 약 2,393 kPa로 R152a의 1,059kPa와 비교하면 상대적으로 약 2배의 고압으로 운전되는 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 앞서 본바와 마찬가지로 작동유체의 포화 증기압이 높기 때문이다. 이러한 압력의 증가는 터빈을 구동하는 압력차 (Δp)를 증가시켜 출력을 증가 시킬 수 있으나, 상대적으로 열 물리학적 특성이 떨어지지 않아야 한다. 작동유체의 선정 시에 시스템의 압력 증가는 비용 상승의 요인으로 고려되어 질 것이다.

Fig. 5.16에서 각 작동유체의 온도에 따른 압력 분포와 터빈 출력을 비교하여보면 41℃에서 47℃의 온도범위에서 시스템 압력 차이는 있지만 시스템 출력의 차이는 거의 없는 것으로 확인이 된다. 그 이유는 온도차 (ΔT)가 적으므로 온도의 변화는 작동유체의 종류가 다르다 하더라도 시스템의 출력변화에 영향을 많이 주지 않기 때문이다. 그러므로 시스템의 주요 변수는 다음에 확인할 질량유량이 될 것이다.

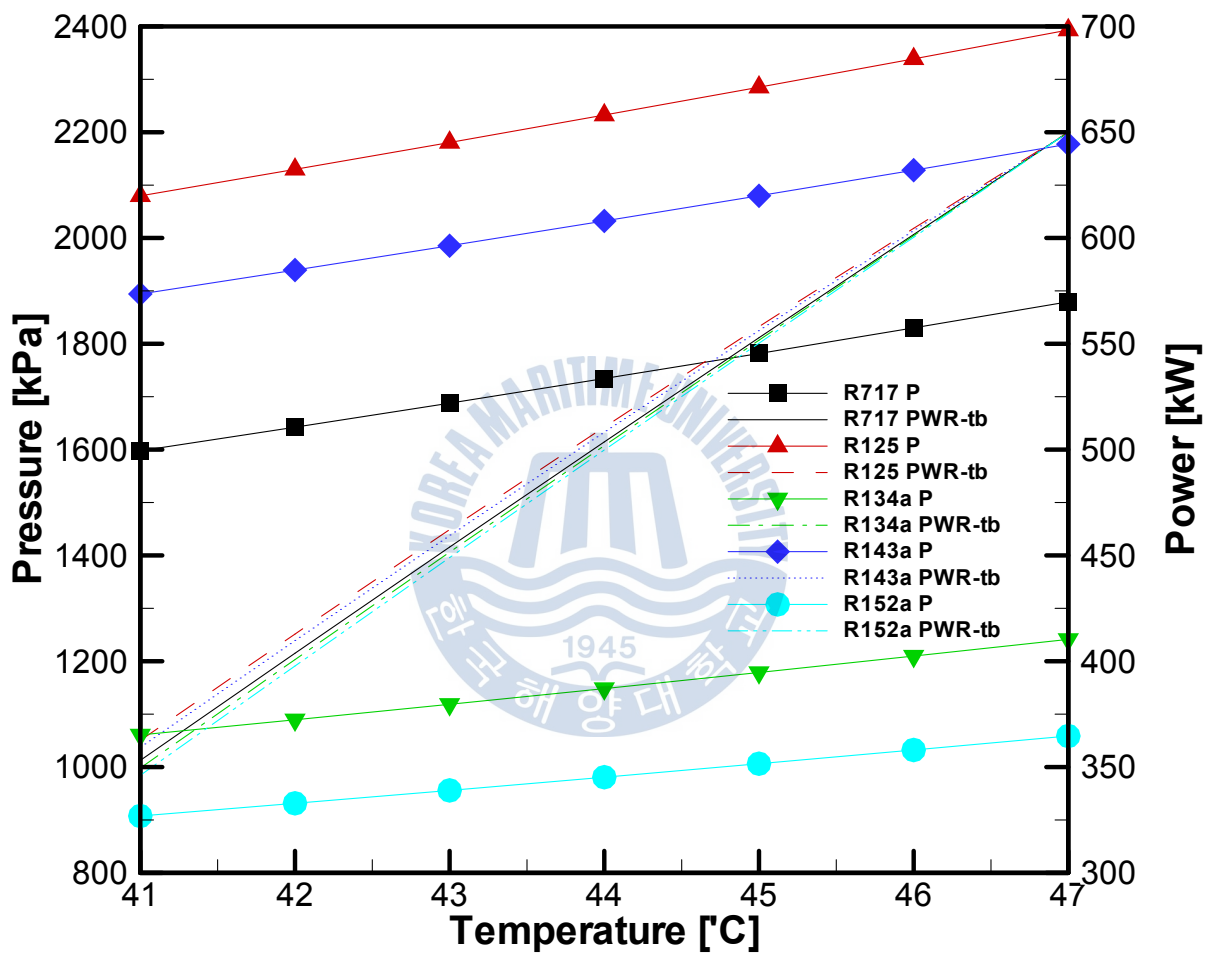


Fig. 5.16 Distribution of turbine power by working fluid

Fig. 5.17에서는 터빈 입구 측의 온도가 47℃로 동일한 온도 조건 상태에서 각 작동 유체별 시스템의 효율(η_h)과 시스템의 출력 변수인 작동유체의 질량유량의 변화에 따른 터빈의 정미 출력(kW) 변화량을 나타내었다.

시스템의 효율(η_{th})은 R717이 2.86%로 가장 높고 R152a가 2.74%, R134a는 2.67, R143a는 2.61%, R125는 2.37% 순으로 확인할 수 있었다. 질량유량은 R125a > R143a > R134a > R152a > R717순으로 R717이 가장 적은 양으로 많은 출력을 낼 수 있는 것을 알 수 있다.

앞서 확인한 바와 같이 동일한 온도 조건에서 증기 체적이 높고 열 물리학적 특성이 높은 작동 유체일수록 질량유량이 적게 소요되고 시스템 효율이 높은 것을 확인할 수 있다. 작동유체의 증가는 시스템의 중량 및 사이즈에 영향을 주므로 선박 등의 운송 목적 및 중량 감소의 최적화를 고려하면 상반되는 변수가 되므로 콤팩트한 시스템의 설계를 위하여 작동유체의 선정에서 고려되어야 할 것이다

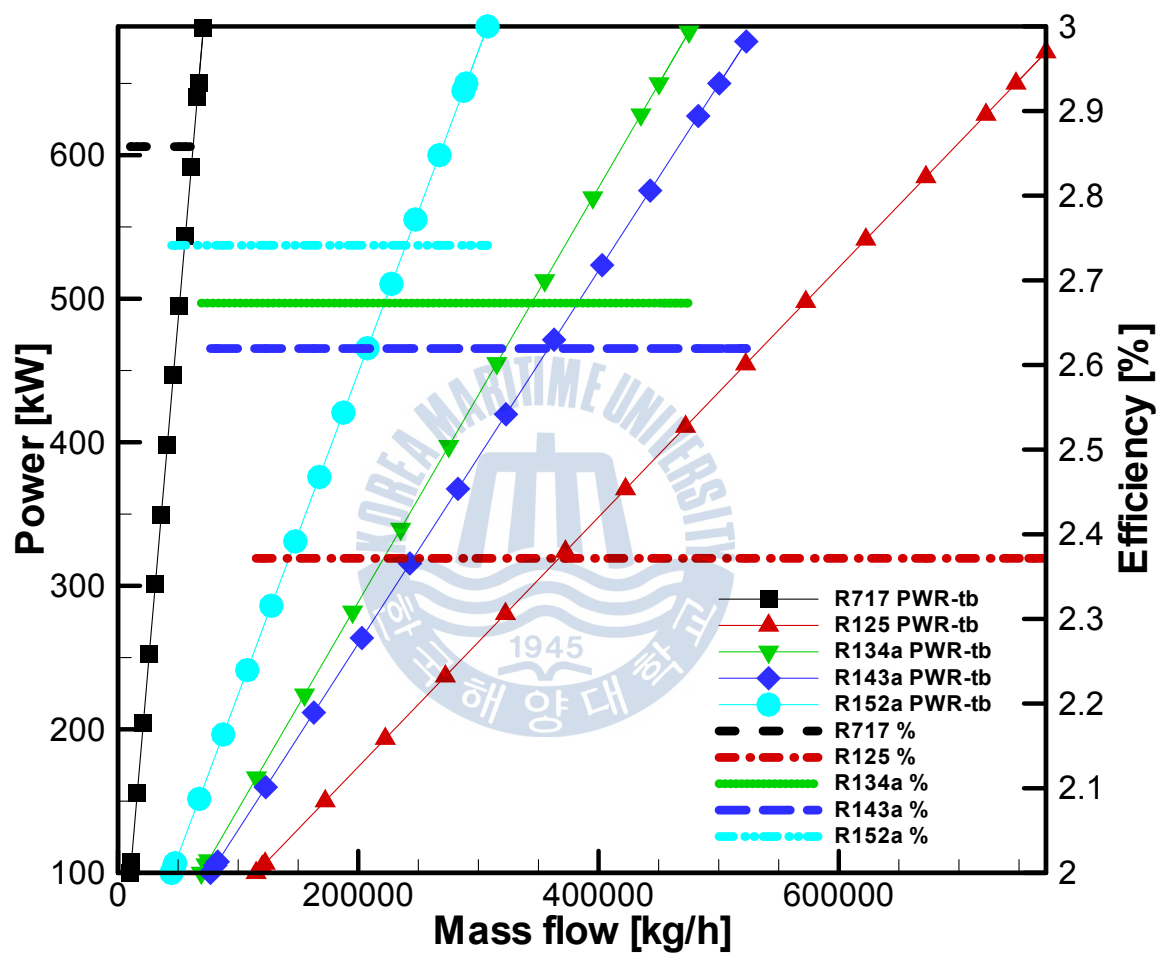


Fig. 5.17 Distribution of turbine power & efficiency against mass flow

Fig. 5.18에서는 시스템의 운전 온도에 따른 순수유효출력(Net power)과 시스템의 효율을 비교하였다. 마찬가지로 시스템의 설계 온도에 따른 포화증기압의 분포와 작동유체의 열 물리학적 특성에 따라 시스템의 효율과 순수 유효 출력은 47℃에서 R717이 2.86%에 296kW, R125는 2.37%에 178kW, R134a가 2.67%에 260kW, R143a가 2.62%에 232kW, R152a가 2.74%에 275kW인 것을 확인할 수 있으며, 42℃ 밑으로 내려가면서 시스템의 효율과 순수 유효 출력이 0이하로 떨어져 시스템의 경제성이 떨어지게 되는 것을 알 수 있다.

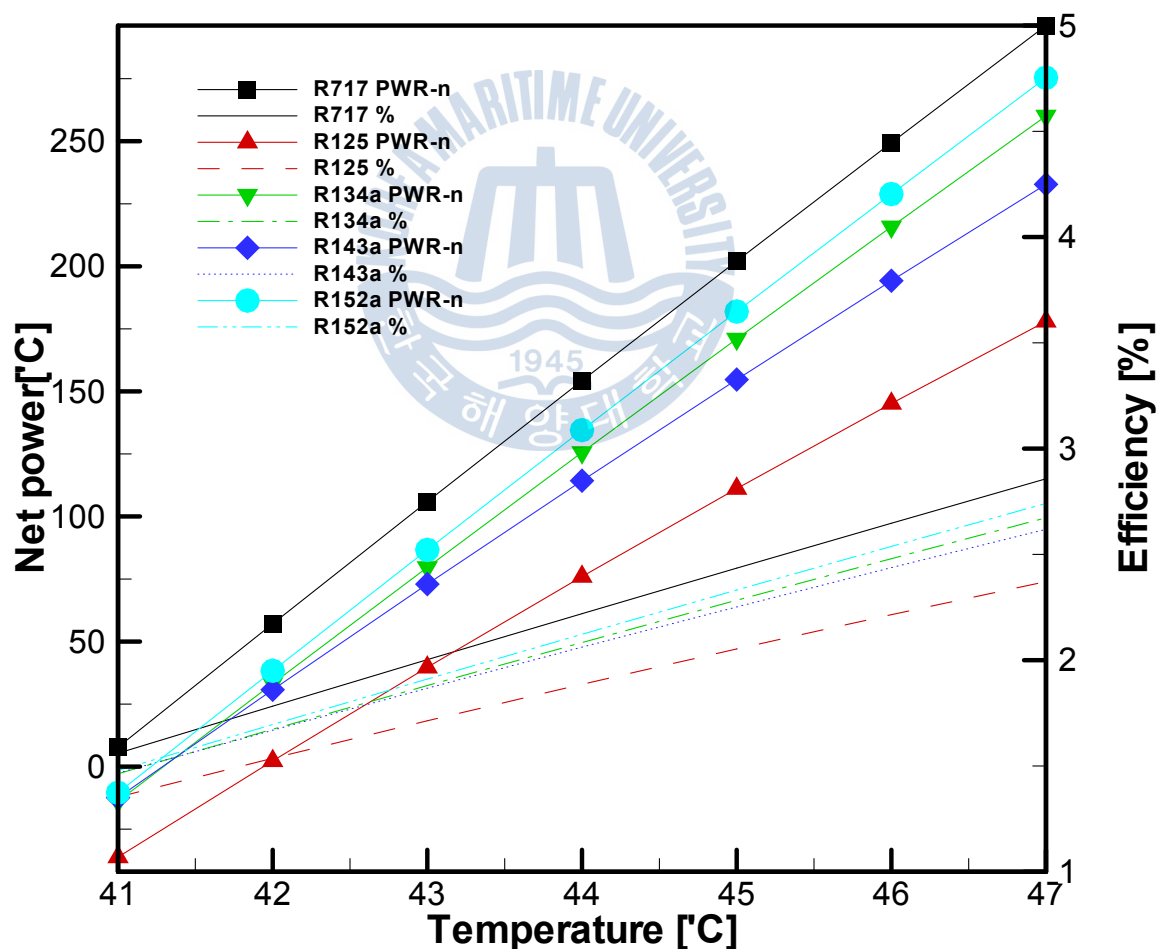


Fig. 5.18 Distribution of turbine efficiency by working fluid

5.3 선박 ORC 발전 시스템의 최적화

앞에서 시스템을 구성한 바와 같이 선박에서 최적화된 온도차 발전 시스템을 구성하기 위하여서는 배기가스로 부터 배출되는 열원과 냉각수로 부터 배출되는 열원을 취합하여 하나의 시스템으로 구성하는 것이 과제가 된다. 하나의 시스템으로 구성하는 방법에는 두 가지가 있을 수 있는데, 첫 번째는 두개의 독립된 ORC 시스템을 구성하여 기계적인 방법으로 감속장치와 커플링을 이용하여 하나의 출력을 얻는 방법이 있을 수 있겠으며, 두 번째는 하나의 시스템을 구성하여 두개의 열원으로 작동유체를 가열하고 재열기(Reheater)를 설치하는 방법이 고려될 수 있을 것이다. 두개의 열원을 복합적으로 이용할 경우에는 배기가스가 고온측의 열원이 되므로 최종적으로 배기가스를 이용하여 작동유체를 증발 시키는 열원은 활용하여야 하고, 저온 측의 열원은 예열기(Preheater)의 역할을 하도록 시스템을 구성하여야 한다.

5.1절과 5.2절에서 확인한 시스템 해석 결과에 따르면, 배기가스 온도 150℃ 이상에서 최저의 유량으로 효율이 가장 높은 작동유체는 TFEA이므로, TFEA를 작동유체로 하여 냉각시스템의 해수 배출 열을 예열기의 열원으로 하고, 배기가스의 배출 열을 가열기의 열원으로 하여 시스템을 구성하면 Fig. 5.19와 같이 구성할 수 있다. 이때에 터빈 출구에서의 온도가 예열기 출구 측의 온도 보다 높으므로 이때의 열을 다시 재 활용 하는 재열기(Re-heater) 설치할 수 있다.

Fig. 5.19에서 해석한 시스템 설계 조건을 보면 다음과 같다.

예열기(Heater1)의 열원이 되는 냉각수로부터 배출되는 해수(21)의 온도는 50℃, 유량은 2,100m³/h로 정의하고, 가열기(Heater2)의 열원이 되는 배

기가스(31)의 온도는 220°C , 유량은 $755,900\text{kg/h}$ 로 정의하였으며, 응축기(Condenser)에 유입되는 냉각수의 온도는 30°C 로 정의 하였다.

작동유체는 TFEA로 구성하였고, 예열기(Heater1) 출구(3) 측의 온도를 47°C 로 하고, 재열기(Reheater)를 통과한 온도는 52°C 로 설정하였다. 이러한 설정 조건에서 가열기(Heater2) 출구 측의 온도를 150°C 로 정의 하였을 때 작동유체 $121,160\text{kg/h}(87.67\text{m}^3/\text{h})$ 의 유량에서 $2.400\text{kW}(2.4\text{MW})$ 의 터빈 출력(Power)을 얻을 수 있었다.

각 시스템의 구성단위(Unit)와 유체(Stream)별 시스템 해석결과를 상세하게 확인 하여본다.

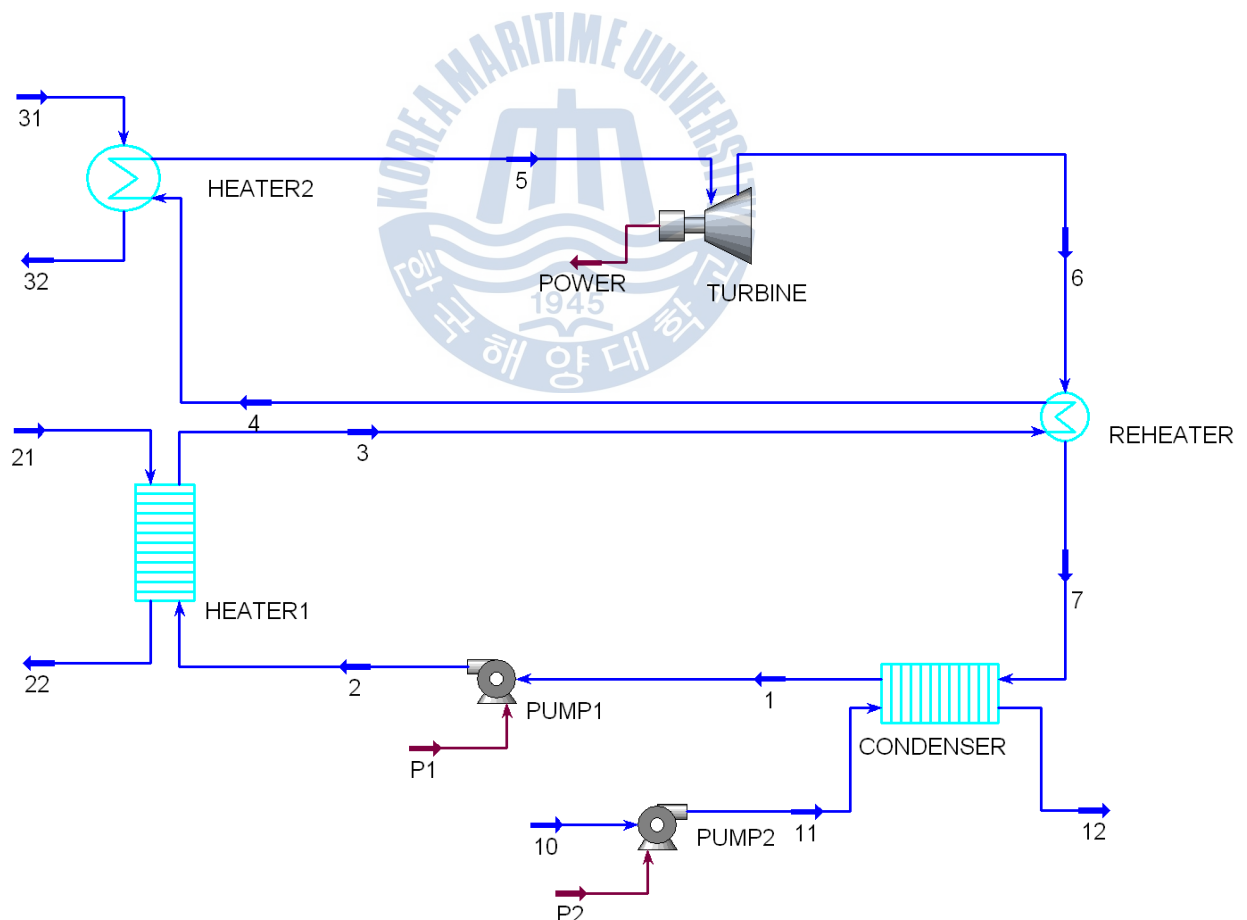


Fig. 5.19 Modeling of preheated & reheated ORC system

5.3.1 예열기(Preheater)

시스템에서 예열기(Preheater)에 유입되는 해수(21)의 온도는 50°C , 압력은 250kPa , 유량은 $2,100\text{m}^3/\text{h}$ 로 하였고, 예열기(Preheater)로부터 가열되는 작동유체(3)의 온도는 47°C 로 정의하였다. 이러한 조건하에서 열교환기에서 열 교환되는 열용량은 $2,599,382\text{ kJ/h}$ 가 되고, 열전달계수(UA)는 $346,981\text{ kJ/}^{\circ}\text{C}\cdot\text{h}$ 이 된다. 상세 해석 결과는 Table 5.11과 같다.

Table 5.11 Overall performance condition of preheater

| Preheater performance | |
|--|-----------|
| Duty[kJ/h] | 2,599,382 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA[kJ/ $^{\circ}\text{C}\cdot\text{h}$] | 346,981 |
| Min.A[$^{\circ}\text{C}$] | 3.000 |
| LMTD[$^{\circ}\text{C}$] | 7.491 |
| T_{hp} [$^{\circ}\text{C}$] | 50.0 |
| T_{cp} [$^{\circ}\text{C}$] | 47.0 |

5.3.2 재열기(Reheater)

예열기(Preheater)에서 예열된 47℃로 가열된 작동유체는 터빈에서 팽창하며 일을 하고 나온 작동유체에 의하여 다시 가열되게 되는데 이때의 열교환기가 재열기(Reheater)이다. 터빈에서 출구 측에 팽창 후(6)의 온도는 64.7℃가되어 예열 후 재 가열되는 작동유체(4)의 온도는 52℃로 정의하였다. 이때에 응축기에 들어가는 작동유체의 온도는 55.6℃까지 더 떨어지게 되어 응축기에 유입되는 해수의 유량도 감소하게 되어 시스템의 효율을 높이게 된다. 이러한 조건하에서 열교환기에서 열 교환되는 열용량은 1,039,794kJ/h가 되고, 열전달계수(UA)는 106,764kJ/℃-h이 된다. 상세 해석 결과는 Table 5.12와 같다.

Table 5.12 Overall performance condition of Reheater

| Reheater performance | |
|--------------------------|-----------|
| Duty[kJ/h] | 1,039,794 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA[kJ/℃-h] | 106,764 |
| Min.A[℃] | 8.591 |
| LMTD[℃] | 9.739 |
| T_{hp} [℃] | 55.6 |
| T_{cp} [℃] | 47.0 |

5.3.3 가열기(Heater)

예열기(Preheater)와 재열기(Reheater)에서 52°C 로 가열된 작동유체는 배기가스에 의하여 가열기(Heater)에서 가열되게 된다. 배기가스로부터 유입되는(31) 온도와 유량은 220°C , $755,900\text{kg/h}$ 조건으로 하고 가열기 후단에서의 작동유체의 온도를 $150\text{kg}^{\circ}\text{C}$ 에 건도(V.F.)을 1.0(100%)로 정의 하였다. 이러한 조건하에서 열교환기에서 열 교환되는 열용량은 $57,929,534\text{kJ/h}$ 가 되고, 열전달계수 (UA)는 $927,609\text{kJ}/^{\circ}\text{C}\cdot\text{h}$ 이 된다. 상세 해석 결과는 Table 5.13과 같다.

Table 5.13 Overall performance condition of heater

| Heater performance | |
|--|------------|
| Duty[kJ/h] | 57,929,534 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA[kJ/ $^{\circ}\text{C}\cdot\text{h}$] | 927,609 |
| Min.A[$^{\circ}\text{C}$] | 70.000 |
| LMTD[$^{\circ}\text{C}$] | 62.45 |
| T_{hp} [$^{\circ}\text{C}$] | 220.0 |
| T_{cp} [$^{\circ}\text{C}$] | 150.0 |

5.3.4 터빈(Turbine)

가열기에서 나온 150℃의 작동유체는 1,041kPa의 압력으로 터빈을 구동하게 된다. 이는 작동유체가 응축기에서 응축되는 온도에 따른 포화증기압에 대한 압력차(Δp)가 발생하기 때문이다. 이때 터빈의 출력에 가장 영향을 미치는 요소는 응축기에 유입되는 해수의 온도와 작동유체의 유량이 된다. 즉, 응축되는 해수의 온도가 낮으면 낮을수록, 작동유체의 유량이 증가할수록 터빈의 출력은 증가할 것이다.

응축기에 유입되는 해수(10)의 온도는 30℃, 열교환 후 출구에서의 작동유체(1)의 온도는 34℃로 정의하였고 이때의 터빈 출구(6)에서의 온도와 압력은 64.7℃, 36.9kPa로 압력차(Δp)가 약 1,000kPa가되어 터빈 출력은 2,400kW를 얻을 수 있었다. 응축기에 유입되는 해수의 온도가 낮을수록 더 높은 압력차가 발생하게 되므로 터빈 출력과 시스템의 효율이 증가할 것이다.

터빈의 단열팽창효율(Adiabatic Efficiency)은 75%는 정의하였고 이때, 터빈의 성능 해석 결과를 Table 5.14와 같다.

Table 5.14 Overall Performance condition of turbine

| Turbine performance | |
|--|--------|
| $H_{\text{adiabatic}}[\text{m}]$ | 9,696 |
| $H_{\text{polytropic}}[\text{m}]$ | 10,038 |
| $H_{\text{adiabatic}}^{\text{f}}[\text{kJ/kg}]$ | 95.08 |
| $H_{\text{polytropic}}^{\text{f}}[\text{kJ/kg}]$ | 98.44 |
| $\eta_{\text{adiabatic}}[\%]$ | 75.000 |
| $\eta_{\text{polytropic}}[\%]$ | 72.439 |
| PWR[kW] | 2,400 |

5.3.5 응축기(Condenser)

응축기에 이때 유입되는 해수의 펌프 입구(11)에서 온도 조건은 30°C 로 하였다. 작동유체의 열을 최대한 많이 회수하는 것이 시스템의 성능을 좌우하는 중요 변수가 되므로, 작동유체의 응축기 출구 측(1)은 34°C 에서 건도(V.F.)을 0(0%)으로 하여 액화상태를 조건으로 하고 냉각수 출구(13)의 온도는 32°C 로 하였다. 이때 요구되는 냉각수의 용량은 $6,119\text{m}^3/\text{h}$ 가 소요되었다. 마찬가지로 이러한 냉각수 용량은 펌프의 동력을 증가시켜 시스템의 순수 유효 출력을 저하시키고 비용증가의 요인이 될 것이다. 선박에서 이러한 문제점 들은 선박의 추진력에 의하여 선체 외판으로부터 냉각수를 유입하는 방식의 스쿠프(Scoop)냉각 시스템을 갖추면 해소할 수 있을 것이다.

이러한 조건에서 열교환기에서 열 교환되는 열용량은 $52,015,741\text{kJ/h}$ 가 되고, 열전달계수(UA)는 $5,092,531\text{kJ}/^{\circ}\text{C}\cdot\text{h}$ 이 된다. 상세 해석 결과는 Table 5.15와 같다.

Table 5.15 Overall performance condition of condenser

| Condenser performance | |
|--------------------------|-----------|
| Duty[kJ/h] | 52,015,74 |
| Q_{leak} [kJ/h] | 0.0 |
| Q_{loss} [kJ/h] | 0.0 |
| UA[kJ/°C -h] | 5,092,531 |
| Min.A[°C] | 3.977 |
| LMTD[°C] | 10.21 |
| T_{hp} [°C] | 34.00 |
| T_{cp} [°C] | 30.02 |

5.3.6 펌프(Pump)

시스템에서 펌프는 작동유체 펌프와 해수냉각 펌프로 구성되고, 작동유체 펌프는 응축기에서 응축된 작동 유체를 다시 가열기로 압송하여 재순환 하는 역할을 하게 되므로 펌프 양정(Head)의 결정은 증발되는 기체의 온도 설정 조건과 그때의 포화 증기압에 따라 결정되어 진다. 이때 펌프의 구동에 소요되는 일은 전체 발전 시스템의 유효 출력 효율(Net power efficiency)에 영향을 주게 된다.

작동유체 펌프의 용량은 $87.67\text{m}^3/\text{h}$ 에 35.23kW 이고, 해수 냉각 펌프 용량은 $6,119\text{m}^3/\text{h}$ 에 563.4kW 이다. 상세한 펌프의 성능을 보면 Table 5.16에서 확인할 수 있다.

Table 5.16 Overall performance condition of Pump

| Pump performance | | |
|------------------|----------------------|-----------|
| Pump1 | H[m] | 80.05 |
| | F[m ³ /h] | 87.67 |
| | Q[kJ/h] | 126,825 |
| | PWR[kW] | 35.23 |
| Pump2 | H[m] | 25.4 |
| | F[m ³ /h] | 6,119 |
| | Q[kJ/h] | 2,028,186 |
| | PWR[kW] | 563.4 |

5.3.7 프로세스 해석 결과

작동유체를 TFEA로 하고 선박의 냉각시스템으로부터 배출되는 해수와 메인엔진 엔진으로 부터 배출되는 배기가스를 열원으로 하는 예열기와 재열기가 있는 랭킨 사이클의 해석결과를 요약하면 다음과 같다.

배출되는 해수의 온도와 유량이 50℃, 유량은 2,100m³/h이고, 배기가스의 온도와 유량은 220℃, 유량은 755,900kg/h로 정의하고 냉각 해수의 온도를 냉각수의 온도는 30℃의 조건으로 하였다.

작동유체는 TFEA로 구성하였고, 배출되는 해수를 열원으로 하는 예열기(Heater1) 출구 측의 온도를 47℃로 하고, 재열기(Reheater)를 통과한 온도는 52℃로 설정하였다. 이러한 설정 조건에서 가열기(Heater2) 출구 측의 온도를 150℃로 정의 하였을 때 작동유체 121,160(kg/h)(87.67m³/h)의 유량에서 2.400kW(2.4MW)의 터빈 출력(Power)을 얻을 수 있었다. 이때 응축기에 소요되는 냉각수의 유량은 6,119m³/h에 563.4kW의 펌프 동력이 소요되었다.

이때 Rankine 사이클 시스템의 열효율, η_h 는 식5.15에 따라 다음과 같이 계산되어 진다.

$$Q_{out} = h_5 - h_6 = 71.31 \text{ kJ/kg} \quad (5.25)$$

$$W_{in} = h_2 - h_1 = 1.047 \text{ kJ/kg} \quad (5.26)$$

$$Q_{in@preheater} = h_3 - h_2 = 21.45 \text{ kJ/kg} \quad (5.27)$$

$$Q_{in@reheater} = h_4 - h_3 = 8.582 \text{ kJ/kg} \quad (5.28)$$

$$Q_{in@heater} = h_3 - h_2 = 508.2 \text{ kJ/kg} \quad (5.29)$$

여기서 전체 시스템에 입력되는 열량은 예열기(Preheater)와 재열기(Reheater), 가열기(Heater)의 합이 되므로,

$$n \quad (h_3 - h_2) + (h_4 - h_3) + (h_5 - h_2) = 538.2 \text{ kJ/kg} \quad (5.30)$$

$$Q_{out} = h_7 - h_1 = 429.3 \text{ kJ/kg} \quad (5.31)$$

따라서 시스템의 열효율 η_{th} 는 13.06%가 된다..

여기서 발전 시스템에서의 순수 유효 발전 출력(Net power)은 식 5.20에 따라 계산되어 진다. 따라서 $Power_{tb}$ 는 2400kW, $Power_{p1}$ 은 35.23kW, $Power_{p2}$ 는 563.4kW 이므로, 순 유효 출력은 $Power_{net}$ 은 1,801kW가 된다.

Fig. 5.20에서 보면 작동유체의 질량 유량(Mass flow)의 변화에 따른 시스템의 출력 변화량을 확인할 수 있다. 질량 유량의 증가에 따라 터빈에서 출력이 증가하는 것을 알 수 있는데 그 이유는 작동유체의 질량이 많을수록 더 많은 힘이 터빈을 구동에 전달되기 때문이다. 그리고 작동유체의 질량유량이 증가할수록 펌프2(냉각수 펌프)의 구동 전력이 상승하여 순수 유효 출력이 낮아지는 것을 알 수 있다. 이는 응축기에서 보다 많은 작동유체를 액화하는데 많은 냉각수가 필요하기 때문이다.

시스템의 효율은 각 작동유체의 온도 조건이 동일한 상태에서 유량만 변경하였으므로 일정하게 유지하는 것을 확인할 수 있다.

각 유체의 프로세스 속성(Property)별 상세 해석 결과를 Table 5.17에서 확인할 수 있다.

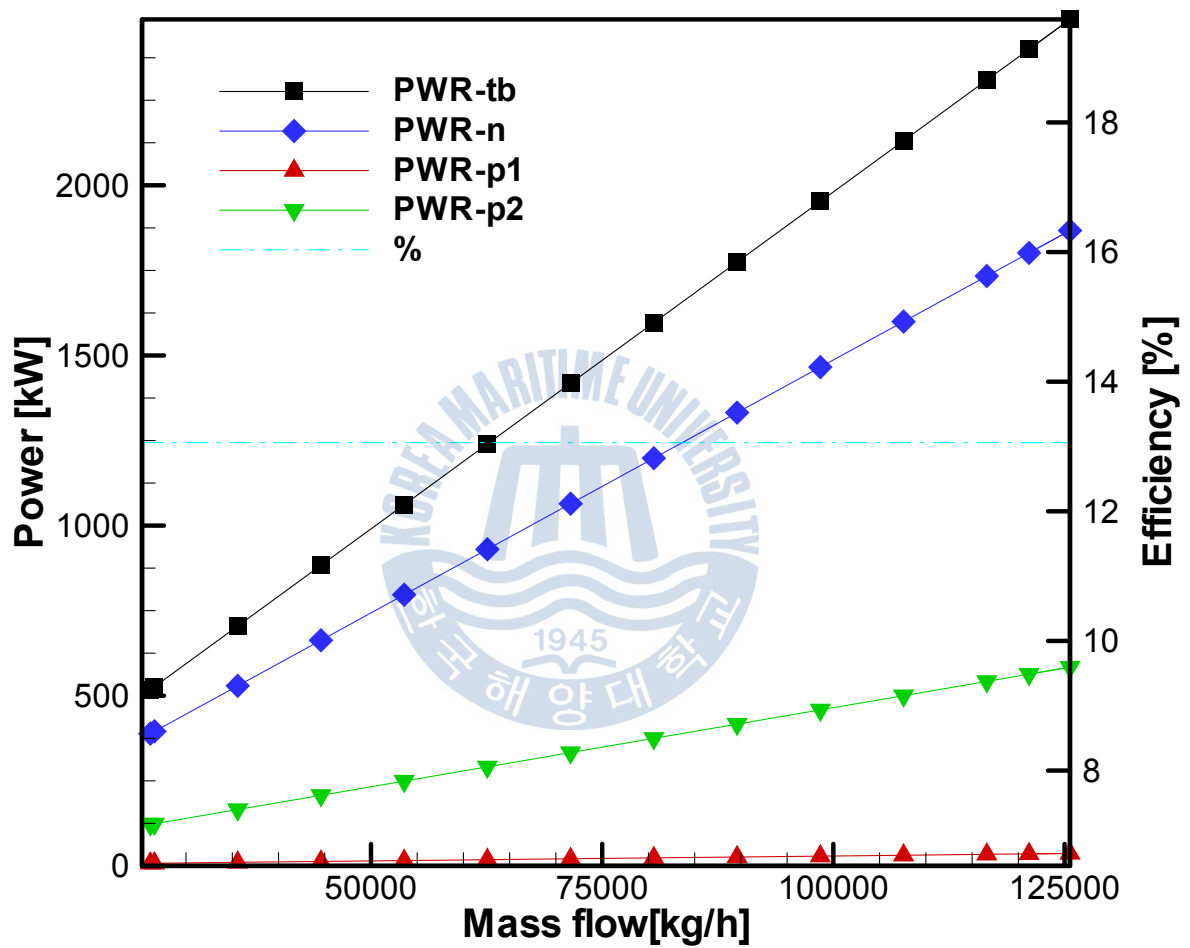


Fig. 5.20 Distribution of power & efficiency against mass flow of optimized ORC System working fluid by TFEA

Table 5.17 Flow sheet of preheated& reheated ORC system (1/2)

| Name | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-----------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| V.F. | 0 | 0 | 0 | 0 |
| T [°C] | 34 | 34.31911 | 47 | 52 |
| P [kPa] | 16.86441 | 1,070.674 | 1,060.674 | 1,050.674 |
| F _{mol} [kgmole/h] | 1,211.118 | 1,211.118 | 1,211.118 | 1,211.118 |
| F _{mass} [kg/h] | 121,160.6 | 121,160.6 | 121,160.6 | 121,160.6 |
| F _{liq} [m³/h] | 87.67049 | 87.67049 | 87.67049 | 87.67049 |
| Q [kJ/h] | -1,058,647,468 | -1,058,520,643 | -1,055,921,260 | -1,054,881,466 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -8,737.55 | -8,736.51 | -8,715.05 | -8,706.47 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 0.487099 | 0.487859 | 0.556254 | 0.582877 |

| Name | 5 | 6 | 7 | 10 |
|-----------------------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|
| V.F. | 1 | 1 | 1 | 0 |
| T [°C] | 150 | 64.70145 | 55.59083 | 30 |
| P [kPa] | 1,040.674 | 36.86441 | 26.86441 | 100 |
| F _{mol} [kgmole/h] | 1,211.118 | 1,211.118 | 1,211.118 | 338,952.3 |
| F _{mass} [kg/h] | 1,21160.6 | 1,21160.6 | 1,21160.6 | 6,106,260 |
| F _{liq} [m³/h] | 87.67049 | 87.67049 | 87.67049 | 6,118.583 |
| Q [kJ/h] | -996,951,931.8 | -1,005,591,932 | -1,006,631,726 | -96,607,563,319 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -8,228.35 | -8,299.66 | -8,308.24 | -15,821.1 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 1.77131 | 1.843908 | 1.844214 | 3.052782 |

Table 5.17 Flow sheet of preheated & reheated ORC system (2/2)

| Name | 11 | 12 | 21 | 22 |
|-----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| V.F. | 0 | 0 | 0 | 0 |
| T [°C] | 30.02289 | 32 | 50 | 49.71507 |
| P [kPa] | 350 | 340 | 250 | 240 |
| F _{mol} [kgmole/h] | 338,952.3 | 338,952.3 | 116,334.1 | 116,334.1 |
| F _{mass} [kg/h] | 6,106,260 | 6,106,260 | 2,095,771 | 2,095,771 |
| F _{liq} [m³/h] | 6,118.583 | 6,118.583 | 2,100 | 2,100 |
| Q [kJ/h] | -96,605,535,133 | -96,553,519,391 | -32,976,129,136 | -32,978,728,519 |
| h _{mass} [kJ/kg] | -15,820.7 | -15,812.2 | -15,734.6 | -15,735.8 |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 3.052903 | 3.080948 | 3.328406 | 3.324603 |

| Name | 31 | 32 | - | - |
|-----------------------------|-------------|------------|---|---|
| V.F. | 1 | 1 | - | - |
| T [°C] | 220 | 145.091 | - | - |
| P [kPa] | 230 | 220 | - | - |
| F _{mol} [kgmole/h] | 26,110.53 | 26,110.5 | - | - |
| F _{mass} [kg/h] | 755,900 | 755,900 | - | - |
| F _{liq} [m³/h] | 859.3933 | 859.393 | - | - |
| Q [kJ/h] | 148,674,900 | 90,745,366 | - | - |
| h _{mass} [kJ/kg] | 196.6859 | 120.049 | - | - |
| s _{mass} [kJ/kg-C] | 4.354132 | 4.19838 | - | - |

5.4 다이내믹 시뮬레이션 검증

디자인조건에서 설계된 시스템이 실제 상황에서 운전 가능한지 시스템을 확인하기 위하여 다이내믹 시뮬레이션을 실시하여 시스템의 운전 성능을 검증하도록 한다.

Aspen HYSYS 프로그램에서 다이내믹 시뮬레이션에 적용되는 질량, 구성요소와 열평형은 정적인 상태 방정식과 동일하게 적용되어진다. 단, 시간의 변화에 따른 다이내믹 균형에서 출력 값의 변화는 다음과 같은 기본적인 방정식으로 계산되어 진다.

Material Ballance

$$d(\rho V)_t = F_i \rho_i - F_o \rho_o \quad (5.32)$$

여기서,

F_i = flow rate of the feed entering the bank

ρ_i = density of the feed entering the bank

F_o = flow rate of the product exiting the tank

ρ_o = density of the feed entering the bank

V= Volume of the fluid in the bank

Component Balance

$$\frac{d(\rho_o V)}{dt} = F_i C_{ji} - F_o C_{jo} + R_j V \quad (5.33)$$

여기서,

j = component

C_{ji} = concentration of j in the inlet stream

C_{jo} = concentration of j in the outlet stream

R_j = reaction of rate of the generation of component j

Energy Balance

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} [(u + k + \phi)] &= F_i \rho_i (u_i + k_i + \phi_i) - F_o \rho_o (u_o + k_o + \phi_o) \\ &+ Q + Q_r - (w + F_o P_o - F_i P_i) \end{aligned} \quad (5.34)$$

여기서,

u = Internal energy (energy per unit mass)

k = kinetic energy (energy per unit mass)

ϕ = potential energy (energy per unit mass)

V = volume of the fluid

w = shaft work done by system (energy per unit mass)

P_o = vessel pressure (energy per unit mass)

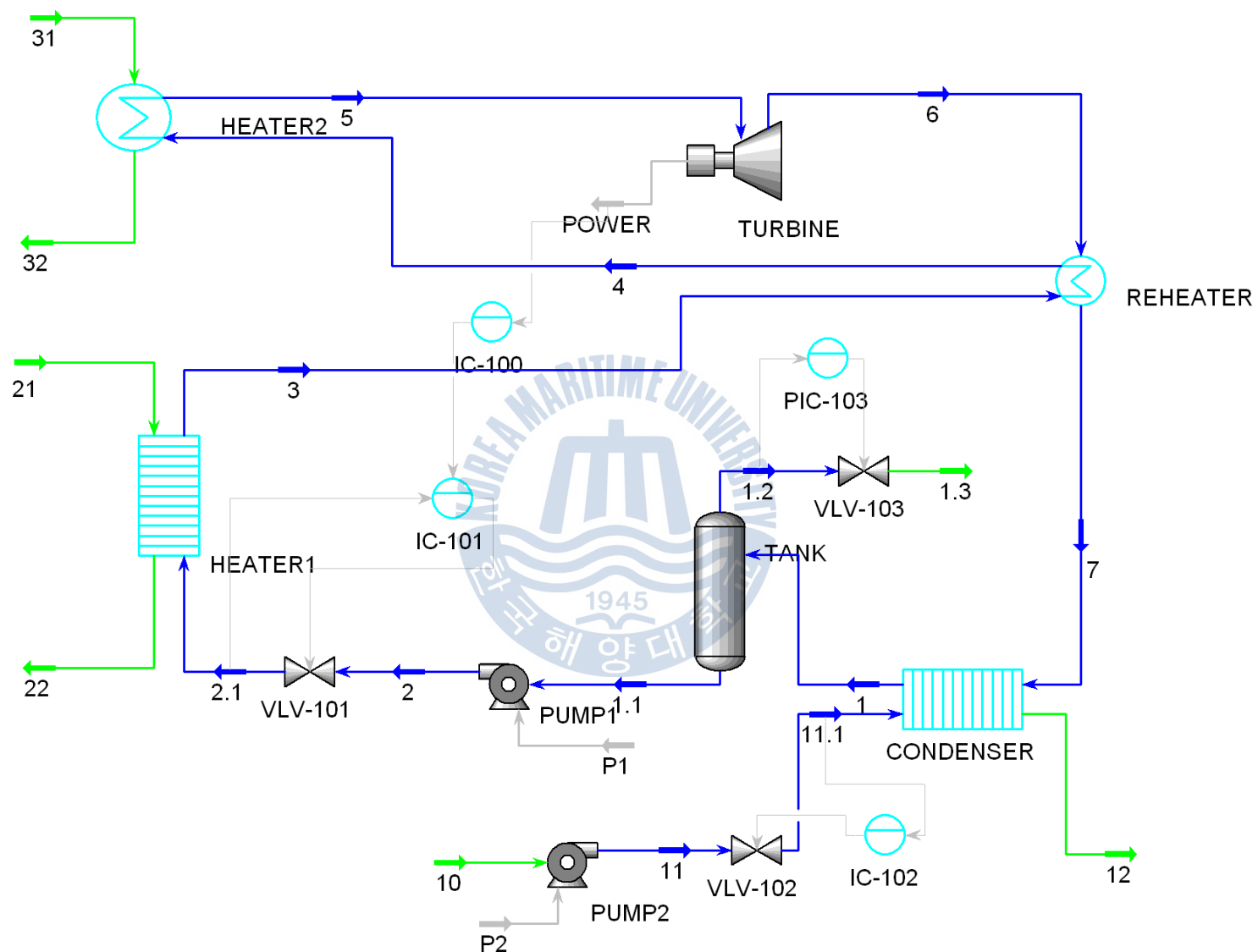


Fig. 5.21 Modeling of dynamic simulation of ORC system

정적인(Static) 상태의 시뮬레이션 조건에서 다이내믹 시뮬레이션을 하기 위해서는 Fig. 5.21에서 보는 바와 같이 우선 정적인 상태에서 설계한 시스템의 구성에서 실제 상황을 고려하여 펌프 출구에 유량을 조절할 수 있는 밸브를 추가하고, 순환 루프에서 작동 유체의 맥동을 방지하기 위하여 응축기 후단에 탱크를 추가하여 일정한 유량을 공급하고 압력을 완충할 수 있도록 구성하였다. 그 다음 앞에서 최대 시스템 운전 조건에서 해석한 결과에 따라 밸브와 펌프, 열교환기의 사이즈를 설정 하였다.

시스템에서 열원과 냉각수는 변하지 않으므로 고정하고, 출력을 결정하는 운전 변수인 작동유체의 유량을 시스템의 운전 변수로 설정하였다.

실제 운전 상황에서 시스템의 출력을 조정하기 위하여서는 작동유체의 질량 유량을 증감 하여 출력을 조절할 수 있다. 시스템 내에서 작동유체의 유량을 증감 하는 방법에는 몇 가지 방법이 제안될 수 있을 것이다. 그 방법을 고려하여 보면,

첫째, 바이패스 배관을 설치하여 가열기에 유입되는 유체를 응축기로 바로 우회시켜 터빈에 유입되는 작동유체 유량을 조절하는 방법.

둘째, 외부에 작동유체 저장 탱크를 설치하여 시스템 내에 작동유체를 주입 또는 배출하여 시스템 내의 작동유체 유량을 조절하는 방법.

셋째, 펌프의 회전속도 제어 또는 토출 밸브 제어를 통한 시스템내의 작동유체의 유량을 조절하는 방법.

실제로 시스템의 구성할 때에는 시스템의 안정성을 고려하여 위에서 제시한 세 가지 모든 방법이 적용되어야 할 것이다. 그러나 여기서 실시하는 다이내믹 시뮬레이션 검증에서는 작동유체의 유량을 조절하여 각 기기들이 정상 운전되고 컨트롤 되는지를 확인하기 위한 것이므로 세 번째로 제시한 펌프와 토출밸브 제어를 통한 시스템 출력변화에 대한 다이

내믹시뮬레이션 검증하여 확인할 것이다.

시스템에서 작동유체의 유량은 작동유체의 펌프 출구 측의 밸브 개도를 조정함으로써 제어할 수 있으므로 밸브에 PID 컨트롤러를 설치하고 터빈에서 요구되어지는 출력에 따라 펌프의 유량을 제어하여야 하므로 펌프의 PID 컨트롤러가 밸브의 PID 컨트롤러를 컨트롤하는 캐스케이드 컨트롤 제어를 설정 하였다.

Fig. 5.22에서는 다이내믹 시뮬레이션 상태에서 터빈의 컨트롤러인 IC-100의 목표값(Set Point:SP)과 실측값(Process Variable:PV) 그리고 출력값(Out Put: OP)의 트렌드를 확인할 수 있다.

터빈의 출력 값을 목표 값으로 하여 200kW씩 단계적으로 낮추었다가 2,400kW까지 높여서 시스템의 운전 성능을 확인하였을 때, 시스템이 정상적으로 운전되는 것을 확인할 수 있다.

PV의 값이 SP의 값보다 증가하면 OP값이 감소하여야 하므로 컨트롤러는 리버스(Reverse) 컨트롤로 작동 하게 된다.

여기서 출력 값 OP는 펌프 유량 컨트롤러인 IC-101의 SP가 되게 된다.

Fig. 5.23에서는 작동유체 펌프의 토출 밸브 개도를 조정하여 시스템의 유량을 조절하는 컨트롤러인 IC-101의 목표 값(Set Point: SP)과 실측값(Process Variable: PV) 그리고 출력 값(Out Put: OP)의 트렌드를 확인할 수 있다. 여기서 SP와 PV는 시스템 유량이 되며 OP는 밸브의 개도가 된다.

터빈의 출력 변화량에 따라 밸브의 개도가 요구되는 값을 맞추기 위하여 컨트롤 되는 것을 확인할 수 있다. 즉, IC-100의 OP가 IC-101의 SP가 되어 컨트롤 되게 되므로 IC-101은 캐스케이드(Cascade) 컨트롤로 된다.

마찬가지로 PV의 값이 SP의 값보다 증가하면 OP값이 감소하여야 하므로

로 컨트롤러는 리버스(Reverse) 컨트롤로 작동 하게 된다.

여기서 출력 값 OP는 작동유체 펌프의 토출 밸브의 개도를 조정하여 유량을 시스템내의 유량을 조절하게 된다.

Fig. 5.24에서는 다이내믹 시뮬레이션 중 시스템의 출력 변화 및 작동 유체 유량의 변화에 따른 시스템의 주요 변수들의 변화량을 보여준다.

시스템의 출력이 감소함에 따라 가열기에서 열 교환하고 배출되는 온도와 재열기에서 배출되는 작동유체의 온도가 증가 하는 것을 알 수 있고 시스템의 출력이 증가하게 되면 열교환이 많이 되어 배출되는 온도가 낮아지는 것을 알 수 있다. 또한, 외부의 열원 공급량을 고정한 상태에서 출력을 조정하기 위하여 작동유체의 질량유량에 변화를 주었으므로 출력이 낮아지게 되면 시스템의 효율이 증가하고, 출력이 높아지면 시스템의 효율이 떨어지는 것을 확인할 수 있었다.

한편 예열기에서 배출되는 해수와 작동유체의 온도에는 큰 변화가 없는 것을 알 수 있는데, 이는 작동 유체의 유량이 상대적으로 작아 예열기에서 요구되어지는 해수의 유량이 상대적으로 적고 충분한 양의 해수 열원이 공급되고 있기 때문이다.

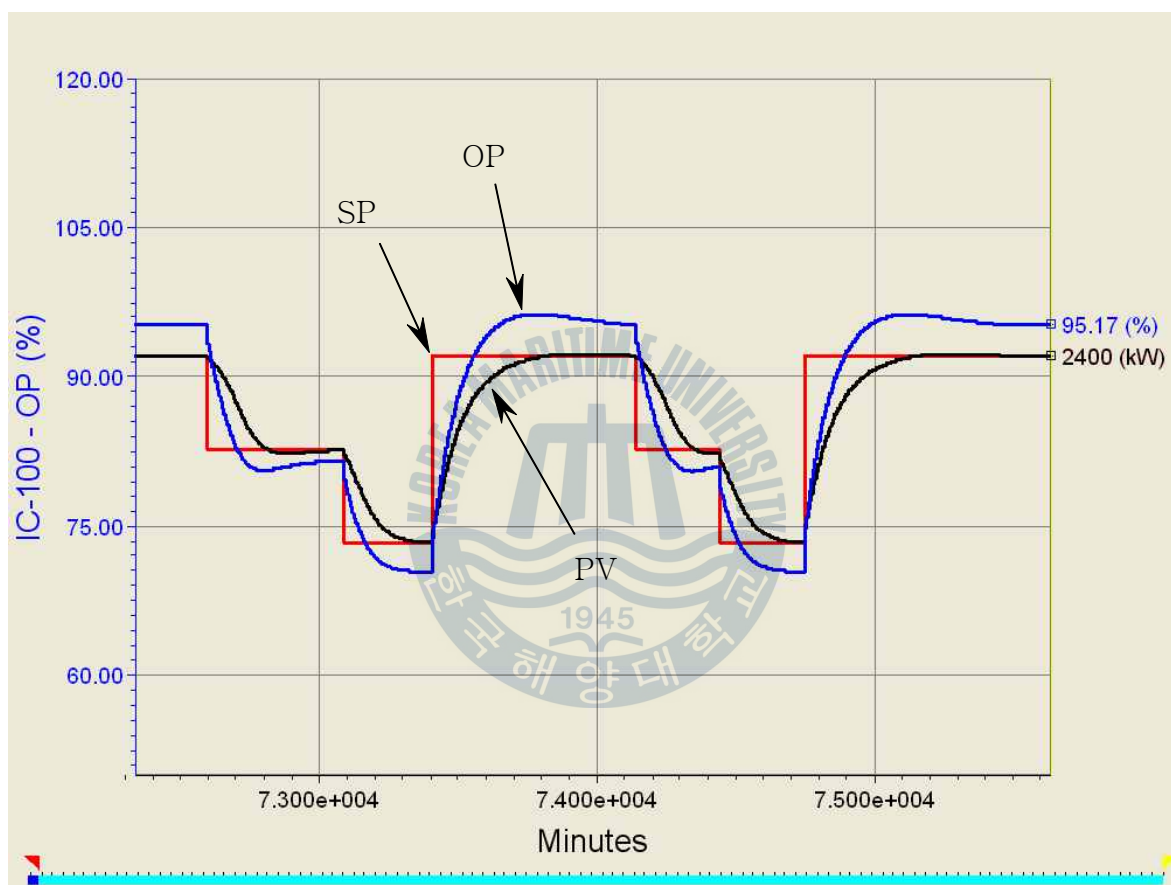


Fig. 5.22 Trend of PID Controller IC-100

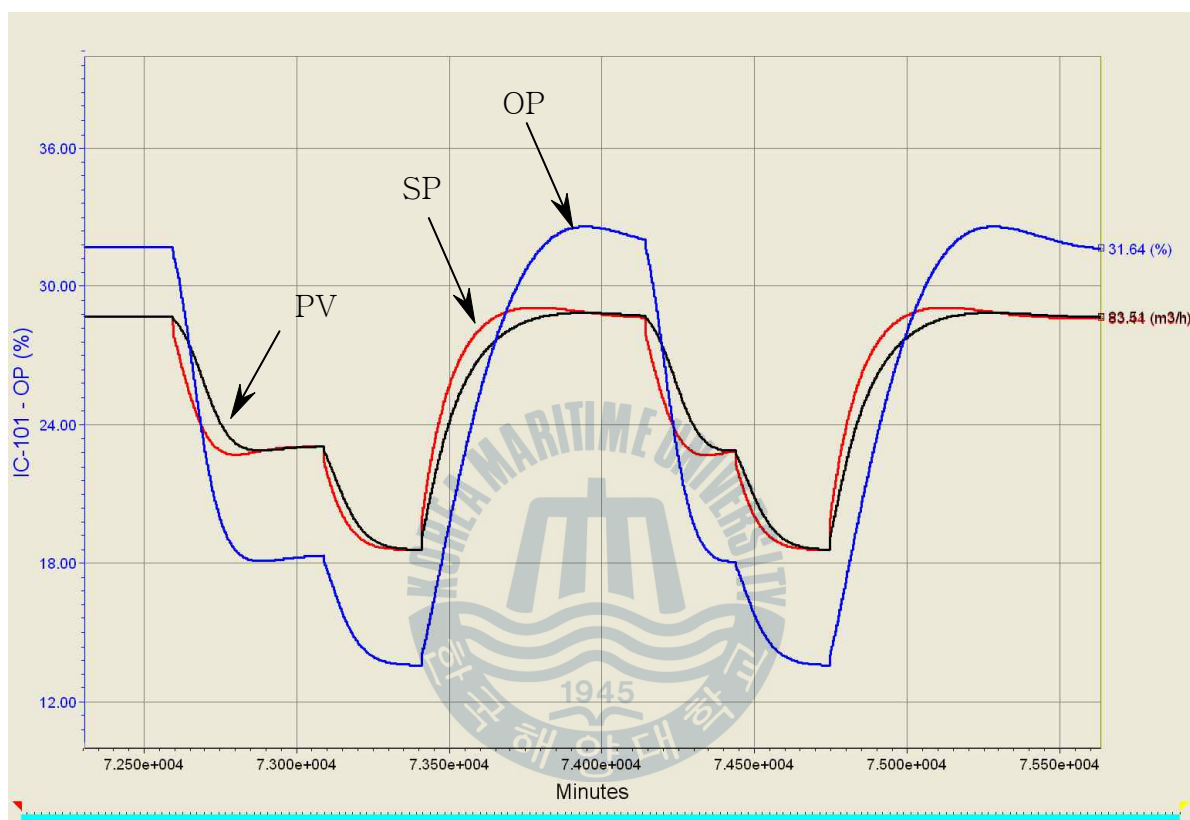


Fig. 5.23 Trend of PID Controller IC-101

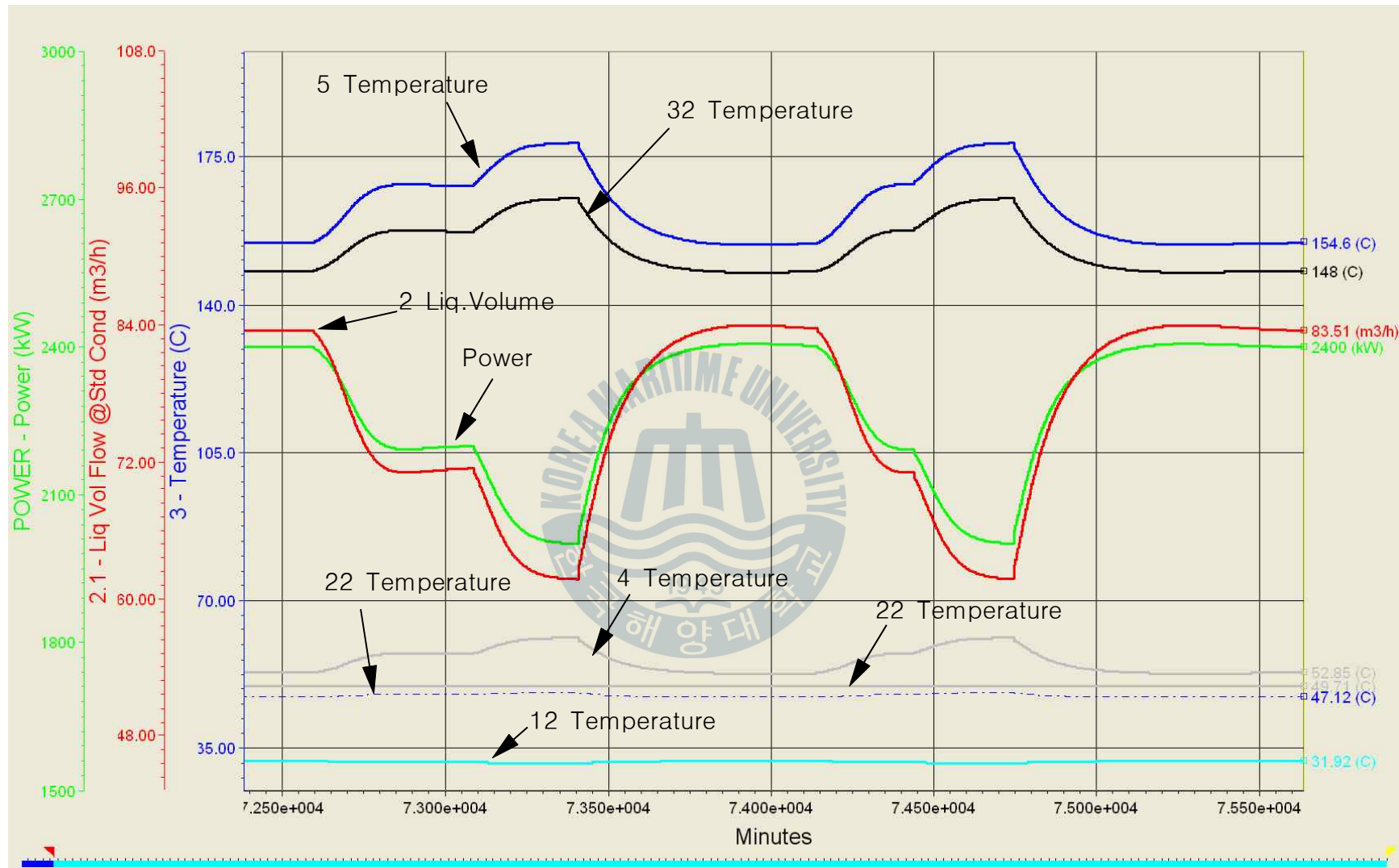


Fig. 5.24 Trend of dynamic simulation of ORC system

제 6 장 결 론

본 논문에서는 선박에서 배출되는 CO₂ 배출을 최소화하기 위한 노력의 일환으로 선박으로부터 배출되는 열 에너지를 회수하고 재활용 하는 방안으로 유기랭킨사이클(Organic Rankine Cycle;ORC) 발전장치를 구동함으로써 선박의 에너지 효율을 높이고 온실가스 배출을 최소화할 수 있는 방안들을 연구하였다. 선박에서 배출되는 폐열 중 엔진의 배기가스와 냉각시스템의 냉각수로부터 배출되는 열에너지를 재활용하여 터빈 발전기를 구동하는 ORC 발전시스템을 설계하고 시뮬레이션 하였다.

시뮬레이션 결과 배기가스에서는 1,900kW급, 해수 냉각 시스템에서는 650kW급 발전 출력을 얻을 수 있었고, 다양한 친환경 유기냉매를 이용하여 온도와 유량 조건에 따른 열 해석을 실시하여 시스템의 효율과 출력을 비교 하였다. 또한 냉각 시스템과 배기가스의 배출 열을 함께 이용하여 예열기와 재열기를 추가한 시스템을 구성한 결과 2,400kW급의 발전 출력을 얻을 수 있었다. 결과를 정리하면 다음과 같다.

1) 선박의 배기가스와 냉각수 배출 열과 선박이 운항하는 해역의 해수와 온도 차이를 이용하여 ORC 발전시스템을 구성하면 기존에 선박에서 운전중인 디젤발전기의 일부용량을 대체함으로써 선박으로부터 배출되는 배기가스와 CO₂를 절감하는 효과가 있을 것으로 기대된다.

2) 배기가스의 폐열을 회수하는 온도차 발전 시스템에서는 약140℃ 이상의 고온의 열원으로 하는 시스템에서는 작동유체를 TFEA로 하는 시스템의 효율이 가장 높았고, 약 110~140℃ 범위에서는 SES36의 효율이 높았

다. 또한, 소요되는 작동 유체의 질량 유량도 TFEA가 적었으며 170℃에서 최대출력 약 1,900kW까지 얻을 수 있었다.

3) 냉각수의 배출 열을 회수하는 온도차 발전시스템에서는 R717(암모니아)를 작동유체로 하는 시스템의 효율이 가장 높았고, 다음으로 R152a, R134a, R143a, R125a순으로 확인할 수 있었다. 소요되는 작동 유체의 질량 유량도 R717이 가장 적었으며 47℃에서 최대 출력 650kW를 얻을 수 있었다.

4) 냉각수 발전시스템에서는 응축기에서 소요되는 냉각수량의 증가로 펌프 구동 동력이 상승하여 42℃이하에서는 순수유효발전 출력이 0이하로 떨어지는 것을 확인할 수 있었다. 선박에서는 선박의 추진력으로 냉각수를 구동할 수 있는 스쿠프 냉각 배관 냉각시스템을 적용한다면 이러한 출력 효율을 높일 수 있을 것이다.

5) 이러한 냉각수로 배출되는 폐열을 이용한 저온 저압의 발전 설비의 연구와 운전실적은 해수온도차 발전의 온도 범위와 유사하므로 해수온도차 발전의 실용화를 앞당기는데도 기여할 것으로 기대된다.

6) TFEA를 작동유체로 하여 냉각 시스템의 배출 열을 예열기의 열원으로 하고 배기가스로 부터 배출되는 열을 가열기의 열원으로 하는 온도차 발전시스템을 구성하여 2,400kW의 발전 출력을 얻을 수 있었다.

7) 시스템의 운전 성능을 검증하기 위하여 다이내믹 시뮬레이션을 실시하여 터빈의 출력요구량에 맞추어 시스템 유량 조절되며 컨트롤되는 것을 확인할 수 있었다.

- [1] 김남진, 전용한, 「원자력 발전소 온배수를 이용한 해양 온도차 발전 사이클 해석」, 한국해양에너지학회 제27권 제3호, pp.37~39, 2007
- [2] 김남진, 신상호, 천원기 「해양 온도차발전 시스템의 열역학 사이클에 대한 연구」, 한국해양에너지학회 논문집 제26권 제2호, pp.9~18, 2006
- [3] 이윤철, 두현욱, 「선박기인 온실가스 배출에 대한 IMO의 규제와 이행방향」, 항해항만학회지 제35권 5호, pp.371~372, 2011
- [4] IMO 《International Shipping Facts and Fig.s - Information Resources on Trade, Safety, Security, Environment 》, Maritime Knowledge Centre 6 March 2012
- [5] Kevin A. Baumert, Timothy Herzog & Jonathan Pershing, 《Navigating the Numbers Greenhouse Gas Data and International Climate Policy》, World Resources Institute, 2005
<http://www.wri.org/publication/navigating-the-numbers>
- [6] 정노택, 「IMO의 선박기인 CO₂ 배출 규제 동향 및 고찰」, 한국해양환경공학회지 제 14권 1호, pp.65~66, 2011
- [7] [Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), 《Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation》, 2007.
<http://www.ipcc.ch/ipccreports/ar4-wg3.htm>

- [8] IMO 《Second IMO GHG Study 2009 Update of the 2000 IMO GHG Study Final report covering Phase 1 and Phase 2》, Marine Environment Protection Committee 59th session, 2009
- [9] Thermo Efficiency System for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission, MAN Diesel & Turbo. www.mandieselturbo.com
- [10] William H.Avery, Chi Wu, 《RENEWABLE ENERGY FROM THE OCEAN, A GUIDE TO OTEC》, New York, Oxford, OXFORD UNIVERSITY PRESS, pp.1~16, 1994
- [11] OTEC Data & information <http://www.otecnews.org/>
- [12] Sea water temperature data <http://www.noaa.gov/ocean.html>
- [13] 후지타 다이ске, 다카하시 마사유키, 《해양심층수 이용학》, 북미디어, pp.114~120, 2007
- [14] Uehara H, Ikegami Y, 「Optimization of a closed-cycle OTEC system」, J.of solar energy Engineering Vol.112, pp247~256, 1990
- [15] 김태국, 《열시스템 설계 및 시뮬레이션》, 인터비전, pp.25~28, 2004
- [16] 이호생, 정동호, 김현주 「폐열이용 폐쇄형 해양온도차 발전 사이클의 성능」, 한국해양공학회지 제25권 제1호, pp.80~84, 2011
- [17] 이규현, 원승호, 《폐열회수 활용을 위한 유기랭킨 사이클 개발 및 실용화 연구(I)》, 한국동력자원 연구소, 1989

- [18] 이장호, 「연료의 유황함량에 따른 배가스 노점온도 변화」, 에너지 관리 통권 제263호, pp.104~106, 1998
- [19] 삼성에버랜드, 「보일러 저온 폐열회수 시스템」, 에너지관리 통권 제 307호, pp.142~147, 2001
- [20] Aspen HYSYS Thermodynamics COM Interface, Reference Guide v7.1, <http://www.aspentech.com>
- [21] Trifluoroethanol product data information,
<http://www.halocarbon.com/>
- [22] Solkatherm SES36 User manual & Data sheet, SOLVY CHEMICAL,
<http://www.solvaychemicals.com>
- [23] Marcello Riva, Felix Flohr, Andreas Froba 「New Fluid for High Temperature Applications」, International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 353, 2006
- [24] M.Asam sidiqi. and Burak Atakan 「Investigation of the Criteria for Fluid Selection in Rankine Cycles for Waste Heat Recovery」, International Journal of Thermodynamics(IJoT) Vol.14 No.3, pp.117~123, 2011, <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/853>